
Wiadomości teoretyczne



0

Wiadomości teoretyczne:

| | |
|--------------------------------------|-----|
| Oznaczenia i jednostki | 579 |
| Przeliczniki jednostek | 579 |
| Zadania wentylacji | 581 |
| Definicje | 581 |
| Wytyczne | 585 |
| Zasady wentylacji | 589 |
| Wentylacja mieszająca | 598 |
| Wentylacja waporowa | 604 |
| Regulacja | 610 |
| Akustyka | 613 |
| Laboratoria badawczo-rozwojowe | 626 |
| Opis produktów | 627 |

Oznaczenia i jednostki ——— Przeliczniki jednostek ———

| WENTYLACJA I OGRZEWANIE | | |
|-------------------------|-------------------------|-----------------------|
| Symbol | | Wymiar |
| c_p | Ciepło właściwe | kJ/kg,K |
| d_h | Średnica | m |
| d_e | Średnica równoważna | m |
| E | Energia | J |
| F | Siła | N |
| g | Przyciąganie ziemskie | m/s ² |
| h | Entalpia | J/kg |
| m | Masa | kg |
| P | Moc | W = J/s |
| Pr | Liczba Prandtla | |
| p | Ciśnienie | Pa = N/m ² |
| p_d | Ciśnienie dynamiczne | Pa |
| p_s | Ciśnienie statyczne | Pa |
| p_{atm} | Ciśnienie atmosferyczne | Pa |
| p_t | Ciśnienie całkowite | Pa |
| Δp | Różnica ciśnień | Pa |
| q | Strumień objętościowy | m ³ /s |
| r | Ciepło parowania | kJ/kg |
| T | Temperatura | K |
| t | Temperatura | °C |
| τ | Czas | s |
| ΔT | Różnica temperatur | K |
| Δt | Różnica temperatur | °C |
| v | Prędkość | m/s |
| ν | Lepkość kinematyczna | m ² /s |
| ρ | Gęstość | kg/m ³ |
| φ | Wilgotność względna | % |

| AKUSTYKA | | |
|---------------|-----------------------------------|-------------------------|
| Symbol | | Wymiar |
| A | Chłonność akustyczna | m ² (Sabine) |
| L_A | Poziom dźwięku | dB(A) |
| L_p | Poziom ciśnienia akustycznego | dB |
| L_w | Poziom mocy akustycznej | dB |
| $L_{w_{tot}}$ | Całkowity poziom mocy akustycznej | dB |
| ΔL | Tłumienie dźwięku | dB |
| Q | Wsp. kierunkowy | |
| R | Izolacyjność dźwiękowa | dB |

| WYMIANA POWIETRZA | | |
|-------------------|---------------------------------------|-----------------|
| Symbol | | Wymiar |
| ϵ_{rc} | Skuteczność wentylacji | % |
| ϵ_{pc} | Miejscowa skuteczność wentylacji | % |
| ϵ_{ra} | Sprawność wymiany powietrza | % |
| ϵ_{rt} | Skuteczność temperaturowa | % |
| ϵ_{pt} | Miejscowa skuteczność temperaturowa | % |
| T_n | Nominalna stała czasowa | h |
| T_m | Średni wiek powietrza w pomieszczeniu | h |
| n | Ogólna krotność wymian | h ⁻¹ |

| DŁUGOŚĆ | | |
|----------------------|------------|-----------------------|
| m | inch (cal) | ft (stopa) |
| 1 | 39,370 | 3,281 |
| $25,4 \cdot 10^{-3}$ | 1 | $83,33 \cdot 10^{-3}$ |
| 0,3048 | 12 | 1 |

| POWIERZCHNIA | |
|----------------|--------------------------|
| m ² | sq ft (stopa kwadratowa) |
| 1 | 10,76 |
| 0,09290 | 1 |

| OBJĘTOŚĆ | | |
|-----------------------|-----------------|-----------|
| m ³ | ft ³ | US gallon |
| 1 | 35,32 | 264,2 |
| $28,32 \cdot 10^{-3}$ | 1 | $7,481$ |
| $3,785 \cdot 10^{-3}$ | 0,1337 | 1 |

| MASA | |
|--------|-----------|
| Kg | lb (funt) |
| 1 | 2,205 |
| 0,4536 | 1 |

| STRUMIEŃ OBJĘTOŚCIOWY | | | |
|------------------------|-----------------|-------------------|--------|
| m ³ /s | l/s | m ³ /h | cfm |
| 1 | 10 ³ | 3600 | 2119 |
| 10 ⁻³ | 1 | 3,6 | 2,119 |
| $0,2778 \cdot 10^{-3}$ | 0,2778 | 1 | 0,5886 |
| $0,4720 \cdot 10^{-3}$ | 0,472 | 1,699 | 1 |

| PRĘDKOŚĆ | |
|-----------------------|-----------------------|
| m/s | fpm (stopa na minutę) |
| 1 | 196,9 |
| $5,080 \cdot 10^{-3}$ | 1 |

Przeliczniki jednostek

| CIŚNIENIE | | | | |
|------------------------------|--------------------------|---------------------|---------------------------|--------------------------|
| Pa (= 10 ⁻² mbar) | kp/cm ² | mm H ₂ O | lb/in ² (psi) | inch H ₂ O |
| 1 | 10,20 · 10 ⁻⁶ | 0.1020 | 0,1450 · 10 ⁻³ | 4,015 · 10 ⁻³ |
| 98,07 · 10 ³ | 1 | 10 ⁴ | 14,22 | 393,7 |
| 9,807 | 10 ⁻⁴ | 1 | 1,422 · 10 ⁻³ | 39,37 · 10 ⁻³ |
| 6,895 · 10 ³ | 70,31 · 10 ⁻³ | 703,1 | 1 | 27,68 |
| 249,1 | 2,540 · 10 ⁻³ | 25,40 | 36,13 · 10 ⁻³ | 1 |

| ENERGIA | | | | |
|-------------------------|--------------------------|---------------------------|---------------------------|-------------------------------|
| J (= Ws) | kpm | kcal | kWh | Btu (British thermal unit) |
| 1 | 0,1020 | 0,2388 · 10 ⁻³ | 0,2778 · 10 ⁻⁶ | 0,9478 · 10 ⁻³ |
| 98,07 | 1 | 2,342 · 10 ⁻³ | 2,724 · 10 ⁻⁶ | 9,295 · 10 ⁻³ |
| 4,187 · 10 ³ | 426,9 | 1 | 1,163 · 10 ⁻³ | 3,968 |
| 3,6 · 10 ⁶ | 0,3671 · 10 ⁶ | 859,8 | 1 | 3,412 · 10 ³ |
| 1,055 · 10 ³ | 107,6 | 0,2520 | 0,2931 · 10 ⁻³ | 1 |

| MOC | | | | | |
|-------------------------|---------------------------|--------------------------|---------------------------|-------------------------|---------------------------|
| W (= J/s) | kW (= kJ/s) | kcal/h | KM | Btu/h | TR |
| 1 | 10 ⁻³ | 0,8598 | 1,36 · 10 ⁻³ | 3,412 | 0,2843 · 10 ⁻³ |
| 10 ³ | 1 | 0,8598 · 10 ³ | 1,360 | 3,412 · 10 ³ | 0,2843 |
| 1,163 | 1,163 · 10 ⁻³ | 1 | 1,581 · 10 ⁻³ | 3,968 | 0,3307 · 10 ⁻³ |
| 735,5 | 0,7355 | 632,4 | 1 | 2,510 · 10 ³ | 0,2091 |
| 0,2931 | 0,2931 · 10 ⁻³ | 0,2520 | 0,3985 · 10 ⁻³ | 1 | 83,33 · 10 ⁻⁶ |
| 3,517 · 10 ³ | 3,517 | 3,024 · 10 ³ | 4,783 | 12 · 10 ³ | 1 |

Informacje ogólne

Podstawowym zadaniem stawianym systemom wentylacyjno-klimatyzacyjnym jest wymiana zanieczyszczonego powietrza w pomieszczeniu powietrzem czystym.

Przy czym termin „zanieczyszczenia” można rozumieć jako szkodliwe substancje gazowe, nadwyżki ciepła, nieprzyjemne zapachy lub cząstki substancji stałych w powietrzu.

Innym ważnym zadaniem jest stworzenie w pomieszczeniu odpowiednich warunków komfortu, wyeliminowanie możliwości powstawania niekontrolowanych przepływów powietrza (przeciągów) i jak największe ograniczenie zmian temperatury w strefie przebywania ludzi. Nie jest to zadaniem łatwym gdyż, na warunki komfortu wpływa wiele czynników, takich jak prędkość powietrza, temperatura powietrza i temperatura powierzchni otaczających przegród.

Aby sprostać stawianym zadaniom, projektowane systemy wentylacyjno-klimatyzacyjne powinny być:

- niewrażliwe na wpływ czynników zakłócających. Zewnętrzными czynnikami zakłócającymi może być wiatr lub temperatura. Wewnętrzными czynnikami zakłócającymi mogą być konwekcyjne ruchy powietrza powodowane przez źródła ciepła w pomieszczeniu. Uniezależnienie od wpływu czynników zewnętrznych można uzyskać, zapewniając odpowiednio wysokie opory przepływu w kanałach wentylacyjnych.
- proste do regulacji. Systemy wentylacyjne muszą być wyposażone w urządzenia umożliwiające w prosty i szybki sposób wyregulować i pomierzyć przepływy przez poszczególne przewody magistralne, gałęzie i kratki.

Nowe podejście do jakości wentylacji

Prowadzone w ostatnich latach badania nad skutecznością różnych systemów wentylacji i ich roli w usuwaniu zanieczyszczeń, doprowadziły do powstania nowych określeń i udoskonalonych wyróżników liczbowych koncentrujących się na dwóch zagadnieniach:

- **SKUTECZNOŚCI WENTYLACJI**, która jest miarą stopnia w jakim usuwane są zanieczyszczenia.
- **SPRAWNOŚCI WYMIANY POWIETRZA**, która określa jak szybko powietrze w pomieszczeniu jest wymieniane.

Zadaniem projektanta jest takie zwymiarowanie i rozmieszczenie krutek nawiewnych i wyciągowych, aby skuteczność wentylacji i sprawność wymiany powietrza osiągały możliwie największe wartości.

Wartości te są zależne w głównej mierze od:

- rozmieszczenia krutek nawiewnych i wyciągowych,
- rodzaju zastosowanych krutek,
- ilości powietrza nawiewanego,
- prędkości nawiewu,
- różnicy temperatur powietrza nawiewanego i usuwanego,
- występujących zakłóceń np. ruchów termicznych, aktywności osób w pomieszczeniu itp.,
- rodzaju występujących zanieczyszczeń.

W krajach skandynawskich zaproponowano zmianę nazwy wyrażenia "krotność wymian", które było stosowane dotychczas jako jedyna miara skuteczności wentylacji na nazwę "ogólnarotność wymian" (n). Uzasadnione jest to faktem, że "krotność wymian" była błędnie interpretowana jako ilość wymian całego powietrza w pomieszczeniu w ciągu godziny.

W rzeczywistości szybkość wymiany powietrza nie jest uzależniona jedynie od ilości powietrza nawiewanego i kubatury pomieszczenia ale również od rozdziału i przepływu przez pomieszczenie strumieni powietrza wentylacyjnego.

Do oceny przebiegu wyrównywania temperatur w pomieszczeniu i odprowadzania nadwyżek ciepła może posłużyć wartość wskaźnika "skuteczność temperaturowa". Wskaźnik "Średnia skuteczność temperaturowa" odnosi się do całego pomieszczenia, natomiast wskaźnik "miejscowa skuteczność temperaturowa" do wartości temperatury w określonym punkcie.

Definicje

Pojęcia podstawowe

Skuteczność wentylacji, ϵ_{rc} (Wartość średnia)

Stosunek stężenia zanieczyszczeń w powietrzu usuwanym z pomieszczenia do średniego stężenia zanieczyszczeń w pomieszczeniu.

$$\epsilon_{rc} = \frac{C_e}{C_m} \cdot 100\%$$

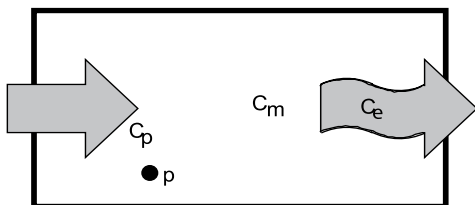
gdzie: C_e = stężenie zanieczyszczeń w powietrzu usuwanym z pomieszczenia

C_m = średnie stężenie zanieczyszczeń w pomieszczeniu

Miejscowa skuteczność wentylacji, ϵ_{pc}

$$\epsilon_{pc} = \frac{C_e}{C_p} \cdot 100\%$$

gdzie: C_p = koncentracja zanieczyszczeń w punkcie P



Ogólna krotność wymian, n

$$n = \frac{q}{v} \frac{m^3/h}{m^3} \text{ lub } \frac{1}{h}$$

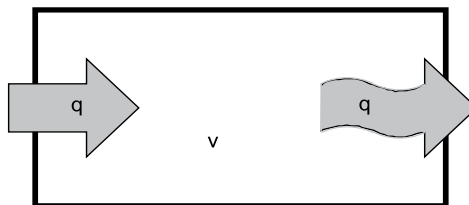
gdzie: q = ilość powietrza nawiewanego, m^3/h
 v = kubatura pomieszczenia, m^3

Nominalna stała czasowa, T_n

Najkrótszy z możliwych (idealny) czas wymiany powietrza w pomieszczeniu.

$$T_n = \frac{v}{q}$$

gdzie: v = kubatura pomieszczenia, m^3
 q = ilość powietrza nawiewanego, m^3/h



Sprawność wymiany powietrza, ϵ_{ra}

Stosunek nominalnej stałej czasowej do rzeczywistego czasu wymiany powietrza w pomieszczeniu.

$$\epsilon_{ra} = \frac{T_n}{T_r} \cdot 100\% = \frac{T_n}{2 \cdot T_m} \cdot 100\%$$

gdzie: T_n = nominalna stała czasowa pomieszczenia

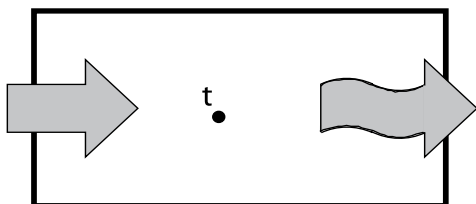
T_r = rzeczywisty czas wymiany powietrza w pomieszczeniu

T_m = przeciętny wiek powietrza w pomieszczeniu

$2 \cdot T_m$ = czas potrzebny na usunięcie całego powietrza z pomieszczenia.

przy czym przyjmuje się zależność: $T_m = 0,5 \cdot T_r$

Przeciętny wiek powietrza w pomieszczeniu można określić mierząc śladowe ilości gazu w powietrzu usuwanym.



Skuteczność temperaturowa, ϵ_{rt} (Wartość średnia)

$$\epsilon_{rt} = \frac{t_f - t_i}{t_m - t_i} \cdot 100\%$$

gdzie: t_f = temperatura powietrza usuwanego

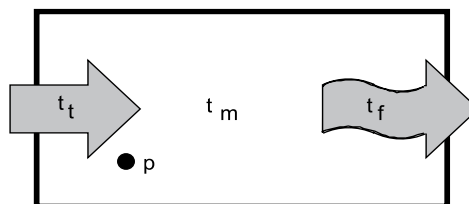
t_m = średnia temperatura pomieszczenia

t_i = temperatura powietrza nawiewanego

Miejscowa skuteczność temperaturowa, ϵ_{pt}

$$\epsilon_{pt} = \frac{t_f - t_p}{t_m - t_i} \cdot 100\%$$

gdzie: t_p = temperatura w punkcie P



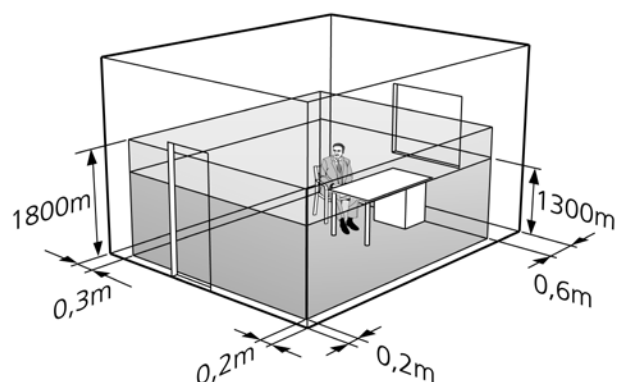
Definicje

Strefa przebywania ludzi

Wdzielony obszar pomieszczenia, w którym obecni są w sposób ciągły jego użytkownicy, nazywamy strefą przebywania ludzi. Strefę przebywania ludzi wyznaczają płaszczyzny równoległe do ścian, sufitu i podłogi pomieszczenia. Odległość tych płaszczyzn od przegród jest zmienna i zależy od przeznaczenia pomieszczenia. Przed przystąpieniem do projektowania rozmieszczenia krutek, wymiary strefy przebywania ludzi należy uzgodnić z architektem wnętrz. Jeśli jest to niemożliwe, należy kierować się wskazówkami podanymi poniżej.

W pomieszczeniach mieszkalnych, biurowych i szkolnych można przyjąć, że strefa przebywania rozpoczyna się w odległości 0,5 m od ścian zewnętrznych z oknami, 0,2 m od innych ścian a jej wysokość wynosi 1,8 m.

W tabeli poniżej zestawiono przegląd przyjmowanych zwykle odległości pomiędzy płaszczyznami ograniczającymi strefę przebywania ludzi i przegrodami pomieszczeń oraz zakres, w którym w praktyce te odległości się mieszczą.



Rys. 1. Strefa przebywania ludzi.

| Przegroda pomieszczenia | Zakres występujących odległości pomiędzy przegrodą a strefą przebywania ludzi | Normalnie przyjmowana odległość pomiędzy przegrodą a strefą przebywania ludzi |
|--|---|---|
| Ściana zewnętrzna z oknem i/lub drzwiami | 0,5 - 0,75 m | 0,6 m |
| Ściana zewnętrzna bez okna i/lub drzwi | 0,2 - 0,5 m | 0,3 m |
| Ściana wewnętrzna | 0 - 0,3 m | 0,2 m |
| Podłoga, dolna odległość | 0 | 0 |
| Podłoga, górna odległość człowiek stojący | 1,8 - 2,0 m | 1,8 m |
| człowiek siedzący | 1,3 - 1,5 m | 1,3 m |

Tabela 1. Odległości przegród od strefy przebywania ludzi.

Definicje

Strefa oddziaływania strumienia

Strefa oddziaływania strumienia to termin stosowany do określenia zasięgu niskopiędkościowych nawiewników wyporowych z laminarnym wypływem powietrza.

Zgodnie z aktualnie obowiązującymi wytycznymi przeprowadzania badań nawiewników wyporowych (NT VVS 083) strefa oddziaływania strumienia zdefiniowana jest odległościami a_v i b_v (rys. 2).

Wymiar a_v to największa mierzona w poziomie odległość od ściany (lub środka nawiewnika w wypadku nawiewników okrągłych) do miejsca, w którym prędkość na całej szerokości strumienia osiąga określoną stałą prędkość v , m/s.

Wymiar b_v to największa, mierzona prostopadle do wymiaru a_v szerokość strefy, w której prędkość strumienia osiąga stałą wartość v , m/s.

Wspomniane wytyczne wymagają, aby prędkość strumienia mierzona była na wysokości, na której osiąga największą wartość.

Proponowana obecnie do zatwierdzenia jako norma europejska, metoda pomiaru CEN TC 156 WG4 N 180 "Air terminal devices".

Aerodynamic testing and rating for displacement flow applications" określa następujące wartości prędkości v :

- 0,2 m/s dla niskopiędkościowych nawiewników wyporowych stosowanych w wentylacji komfortowej,
- 0,3 m/s dla niskopiędkościowych nawiewników wyporowych stosowanych w wentylacji przemysłowej.

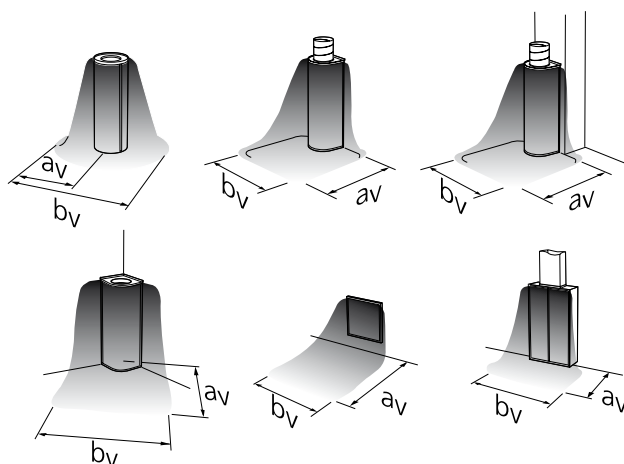
Sposób określania strefy oddziaływania strumienia dla nawiewników wyporowych umieszczonych w suficie pokazano na rys. 3.

Projektant instalacji przy doborze urządzeń, powinien zwrócić uwagę w jaki sposób producent nawiewników definiuje strefę oddziaływania strumienia.

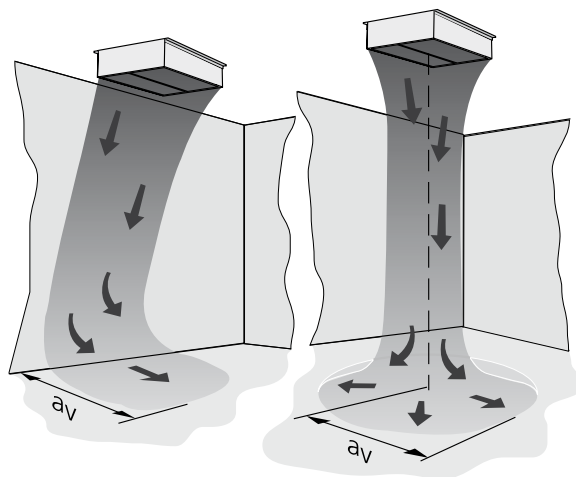
W praktyce spotyka się różne metody:

- Strefa komfortu, określona wg definicji producenta
- Stała prędkość na wysokości 0,05 m nad podłogą
- Stała prędkość na wysokości 0,10 m nad podłogą

Wyniki pomiarów wielkości a_v i b_v przeprowadzane metodami innymi niż standardowa mogą być bardzo rozbieżne.



Rys. 2. Niskopiędkościowe nawiewniki wyporowe montowane w ścianach i na podłodze.



Rys. 3. Niskopiędkościowe nawiewniki wyporowe montowane na suficie.

Historia

Głównym zadaniem systemów wentylacyjnych jest usunięcie w jak najszybszy i najbardziej efektywny sposób, powstających w wentylowanych pomieszczeniach zanieczyszczeń. Jednocześnie bardzo ważną sprawą jest spełnienie odpowiednich wymogów komfortu w pomieszczeniach.

Na klimat wewnętrzny pomieszczeń składają się:

- jakość powietrza
- komfort cieplny
- komfort akustyczny
- czynniki optyczne

Potrzeba zapewnienia odpowiedniego klimatu w pomieszczeniach wymusza ścisłą współpracę pomiędzy projektantami instalacji sanitarnych, konstruktorami i architektami na każdym etapie projektowania i wykonania obiektu.

Jakość powietrza

Słowo "wentylacja" wywodzi się od łacińskiego "ventilare", które oznacza wystawienie na działanie wiatru. W obecnych czasach termin "wentylacja" rozumiany jest jako wymiana powietrza zanieczyszczonego powietrzem świeżym.

Badaniami nad jakością powietrza zajmowali się m.in.

- ◆ Pettenkofer (1818-1901)
Wykazał, że stężenie CO₂ może być traktowane jako wskaźnik jakości powietrza. W trakcie swoich badań określił:
 - wymóg minimum higienicznego: ≤ 1000 ppm¹ CO₂
 - wymóg dobrej jakości powietrza: ≤ 700 ppm CO₂
- ◆ Elias Heyman (1829-1889) Instytut Karolinska, Szwecja:
Prowadził następujące badania:
 - * Pomiar stężenia CO₂ w szkołachWyniki:
 - bez wentylacji: = 5000 ppm CO₂⁽¹⁾
 - z nieznaczną wentylacją: 1500-3000 ppm CO₂Wnioski: Żadna z klas szkolnych nie posiadała odpowiedniej wentylacji.
 - * Pomiar stężenia CO₂ w domachWnioski: Wentylacja grawitacyjna nie jest w stanie zapewnić odpowiedniej jakości powietrza wewnątrz budynków.
- ◆ Yaglou et al (1936)
Badał związki pomiędzy zanieczyszczeniem powietrza w pomieszczeniu przez człowieka, a ilością powietrza wentylacyjnego.

Wyniki badań - ilość powietrza wentylacyjnego na osobę: 8 l/s lub 15 l/s przy recyrkulacji połowy powietrza wentylacyjnego. Wadą stosowania recyrkulacji jest duża akumulacja zanieczyszczeń w kanałach wentylacyjnych. Dlatego recyrkulacja nadaje się do stosowania w regularnie czyszczonych instalacjach z dużymi przepływami.

Badania Yaglou's'a:

- * stworzył podstawy do określenia wytycznych ilości powietrza wentylacyjnego
 - * określił powszechnie stosowaną minimalną ilość powietrza świeżego na osobę w pomieszczeniach biurowych: 7.5 l/s (ASHRAE)
- ◆ Kryzys paliwowy z roku 1970 doprowadził do obniżenia ilości powietrza świeżego w systemach wentylacyjnych:
- ASHRAE, przy zakazie palenia ≥ 2.5 l/s x osoba
 - NKB ≥ 4 l/s x osoba

Skoncentrowanie uwagi badań na problemie poprawy higieny powietrza, doprowadziło do zwiększenia ilości powietrza świeżego:

- ASHRAE (1989) ≥ 10 l/s x osoba w biurach
- NKB (1991) ≥ 11 l/s x osoba
- Fanger (1988) ≈ 50 l/s x osoba w budynkach z dużym obciążeniem zanieczyszczeniami oraz ≈ 14 l/s x osoba w budynkach z małym obciążeniem zanieczyszczeniami

Od czasu występowania poważnych problemów z zapewnieniem odpowiednich warunków klimatu wewnętrznego, będących konsekwencją oszczędności energii wynikających z kryzysu paliwowego w 1970 roku, wykazano wiele zagrożeń związanych z doprowadzeniem do pomieszczeń zbyt małej ilości powietrza świeżego.

W ciągu ostatnich dwóch dekad, w prasie fachowej, pojawiło się wiele artykułów na temat tzw. "chorych budynków", w których wentylacja nie była w stanie zapewnić odpowiedniej jakości powietrza, co prowadziło do powstawania nieprzyjemnych zapachów, rozwoju pleśni na ścianach i występowania objawów chorobowych u użytkowników. Problemy tego rodzaju pojawiały się we wszystkich rodzajach budynków.

Wnioski

Doświadczenia z przeszłości uczą, że dążenia do zminimalizowania kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych nigdy nie powinny prowadzić do rezygnowania z zapewnienia odpowiedniej wentylacji.

¹ppm - (part per million): ilość cząstek na milion

Wytyczne

W wytycznych serii R1 "Swedish Indoor Climate Institute" podaje dopuszczalne wartości zanieczyszczenia powietrza w pomieszczeniach, dla klas jakości AQ1, AQ2 i AQX.

Tabela 2. Jakość powietrza w pomieszczeniach

| | Rodzaj zanieczyszczenia | Dopuszczalna zawartość w mg/m ³ | | | Uwagi |
|---|--------------------------------|--|--------------|------------------|---------------|
| | | AQ1 | AQ2 | AQX | |
| 1 | Tlenek węgla | | | | |
| | - zawartość całkowita | | | | |
| | MV 0,5 h | 60 | 60 | wymogi specjalne | Patrz pkt. 1a |
| | MV 8 h | 6 | 6 | | Patrz pkt. 1b |
| | - pochodzący od papierosów | | | | |
| | MV 1 h | 2 | 5 | " | Patrz pkt. 3 |
| 2 | Dwutlenek węgla | | | | |
| | MV 1 h (w jednostkach ppm*) | 1000 600 | 1800 1000 | " | Patrz pkt. 2 |
| 3 | Ozon | | | | |
| | MV 1 h | 0,05 | 0,07 | " | Patrz pkt. 3 |
| 4 | Tlenki azotu | | | | |
| | MV 1 h | 0,11 | 0,11 | " | |
| | MV 24 h | 0,08 | 0,08 | " | Patrz pkt. 1b |
| 5 | Lotne organiczne związki węgla | | | | |
| | - zawartość całkowita | | | | |
| | MV 0,5 h | 0,2 | 0,5 | " | Patrz pkt. 4 |
| | - formaldehyd | | | | |
| | MV 0,5 h | 0,05 | 0,1 | " | Patrz pkt. 5 |
| 6 | Cząstki dymu papierosowego | | | | |
| | MV 1 h | 0,1 | 0,15 | " | Patrz pkt. 3 |
| 7 | Kurz** | 0,06 | 0,15 | | Patrz pkt. 6 |
| 8 | Pleśń*** cfu/m ³ | 50 | 150 | " | Patrz pkt. 7 |
| 9 | Bakterie cfu/m ³ | 4500 | 4500 | " | |

MV: Wartość średnia w danym okresie czasu

* ppm - przelicza się na mikrogramy/m³ (µg/m³) zgodnie z wzorem:

$$\text{ppm} = \frac{24,1 \times \text{mg/m}^3}{\text{masa molowa}}$$

Masa molowa: dwutlenek węgla 44, tlenek węgla 28, dwutlenek siarki 64, ozon 36, dwutlenek azotu 44, tlenek azotu 30, formaldehyd 30.

** Zawartość kurzu w mg/m³ można przeliczyć w przybliżeniu na ilość cząstek, za pomocą wzoru: zawartość kurzu w mg x 5000. (słuszny dla stosunkowo dużych cząstek o wielkości 10 µm).

*** 1cfu = 1 colony forming unit (jednostka formująca kolonie).

pkt. 1a: Według WHO-AQG

pkt. 1b: Według propozycji Szwedzkiej Agencji Ochrony Środowiska

pkt. 2: Wartości dla klasy AQ1 według ASHRAE 62 1989 a dla klasy AQ2 według Morey et al (IAQ 1986)

pkt. 3: Według WHO-Euro 103, 1986

pkt. 4: Częściowo według Mölhave, częściowo według Healthy Buildings 1988 (HB-88)

pkt. 5: Według WHO-IAQ i Berglund et al. 1985

pkt. 6: Według O. Seppanen'a 1989

pkt. 7: Według Holmberg'a (Sunda huset 1987) i Kanadyjskiego ministerstwa zdrowia 1987

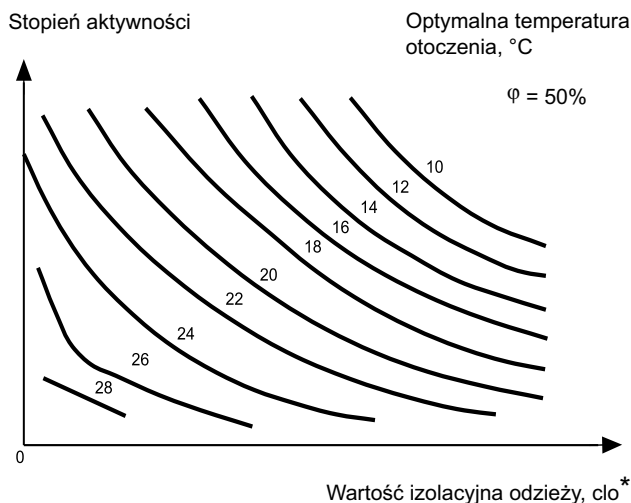
Wytyczne

Komfort cieplny

Tolerowane przez człowieka temperatury otoczenia mieszczą się w zakresie pomiędzy 18°C i 28°C.

Zakres temperatur, przy których spełnione są warunki komfortu cieplnego jest znacznie mniejszy i mieści się w granicach pomiędzy 20°C i 24°C (patrz wykres poniżej).

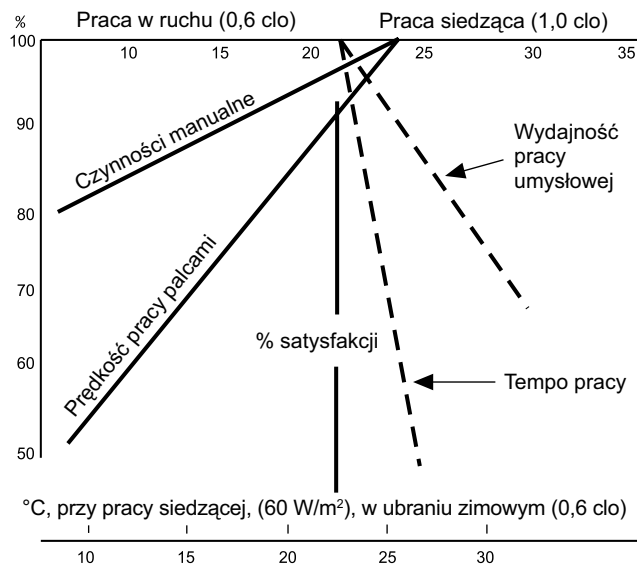
Na rysunku poniżej widać, że wartość temperatury, którą człowiek uważa za optymalną jest ściśle uzależniona od rodzaju odzieży.



Wyk.1. Związek pomiędzy optymalną temperaturą otoczenia, stopniem aktywności i wartością izolacyjną odzieży.

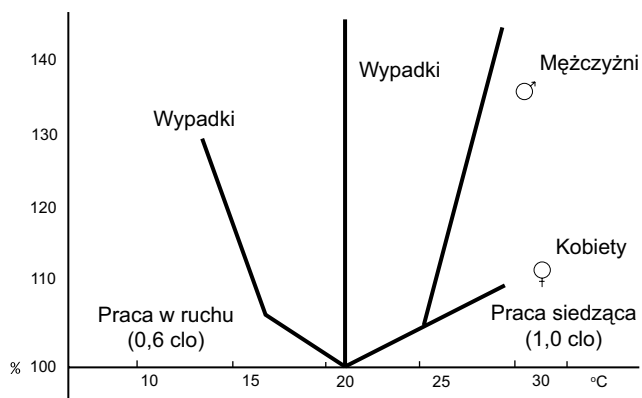
Związek pomiędzy temperaturą otoczenia i wydajnością pracy człowieka przedstawia wykres 2. Na wykresie tym naniesiono w sposób graficzny uproszczone wyniki badań wykazujących w jak dużym stopniu wydajność pracy obniża się wraz ze wzrostem temperatury. W prosty sposób można wykazać korzyści płynące z zastosowania odpowiedniego systemu klimatyzacyjnego.

* clo - to jednostka fizyczna oporu przewodzenia ciepła przez ubranie (1 clo = 155 m²K/kW).



Wyk. 2. Zmiana wydajności pracy w zależności od temperatury w pomieszczeniu (źródło Wyon).

Innym argumentem przemawiającym za zapewnieniem odpowiednich warunków komfortu cieplnego jest wzrost ilości wypadków przy pracy wraz ze wzrostem odchyłki od temperatury optymalnej (patrz wyk. 3).



Wyk. 3. Zależność częstości występowania wypadków przy pracy w obiektach przemysłowych od zmian temperatury otoczenia (źródło Wyon).

Wartości parametrów komfortu cieplnego

Przykłady wymogów parametrów komfortu cieplnego można znaleźć w raporcie R1 "Swedish Indoor Climate Institute".

Należy pamiętać, że każdy człowiek posiada indywidualne odczucia i inaczej określa optymalne warunki termiczne otoczenia. Dlatego bardzo ważne jest, aby systemy klimatyzacyjne były w jak największym stopniu elastyczne tzn. były w stanie sprostać indywidualnym wymaganiom każdego użytkownika.

W tabeli 3 zestawiono najczęściej przyjmowane wartości parametrów składających się na komfort cieplny. Klasyfikacja oparta jest na ludzkim odczuciu różnych warunków. Do pomiaru odczucia komfortu cieplnego stosuje się tzw. wskaźnik PPD, który określa spodziewany odsetek osób w większej zbiorowości, niezadowolonych z określonych warunków termicznych otoczenia.

Wartości wskaźnika PPD służącego do zdefiniowania różnych klas komfortu termicznego przedstawiają się następująco:

| | | |
|-----------------|-----|-----------|
| Klasa komfortu: | TQ1 | PPD < 10% |
| | TQ2 | PPD = 10% |
| | TQ3 | PPD = 20% |

Klasa TQ2 odpowiada wymogom normy ISO 7730.

Klasa TQ3 odpowiada wymogom ASHRAE 61-1989.

Osiągnięcie klasy komfortu TQ1 i TQ2 jest możliwe tylko przy zastosowaniu indywidualnej regulacji ilości powietrza i temperatury.

Tabela 3. Komfort cieplny - wartości poszczególnych parametrów w różnych klasach komfortu

| Parametry komfortu | Klasa komfortu | | | |
|--|----------------|-------|------|------------------|
| | TQ1 | TQ2 | TQ3 | TQX |
| Temperatura otoczenia (t _a) | | | | |
| Okres zimowy ¹⁾ | | | | |
| - wartość najwyższa °C | 23 | 24 | 26 | |
| - wartość optymalna °C | 22 | 22 | 22 | |
| - wartość najniższa °C | 21 | 20 | 18 | |
| Okres letni ²⁾ | | | | |
| - wartość najwyższa °C | 25,5 | 26 | 27 | |
| - wartość optymalna °C | 24,5 | 24,5 | 24,5 | |
| - wartość najniższa °C | 23,5 | 23 | 22 | |
| Prędkość powietrza w strefie przebywania ³⁾ | | | | |
| - zima m/s | 0,15 | 0,15 | 0,15 | |
| - lato m/s | 0,20 | 0,25 | 0,40 | |
| Pionowa różnica temperatur ⁴⁾ | | | | Wymogi specjalne |
| - lato-zima °C | 2,5 | 3,0 | 3,0 | |
| Asymetria temperatury przegród | | | | |
| - ciepły sufit K | 4 | 5 | 7 | |
| - zimna ściana (okno) K | 8 | 10 | 12 | |
| Godzinowe zmiany temperatury °C/h | - | - | - | |
| Wilgotność powietrza | - | - | - | |
| Temperatura podłogi | | | | |
| - wartość najwyższa °C | 26 | 26 | (32) | |
| - wartość najniższa °C | 22 | 19 | 16 | |
| według BFS 1988:18 | | | | |
| - wartość najwyższa °C | 27 | 27 | 27 | |
| - wartość optymalna °C | 24 | 24 | 24 | |
| - wartość najniższa °C | 16 | 16 | 16 | |
| Dokładność regulacji temperatury °C | ± 2 | (± 1) | - | |

1) przy wartości izolacyjnej odzieży 1,0 clo

2) przy wartości izolacyjnej odzieży 0,5 clo

3) prędkość podana jako wartość średnia w okresie 3 min

4) pomiędzy poziomami 1,1 m i 0,1 m nad podłogą

Zasady wentylacji

Rodzaje przepływu powietrza przez pomieszczenie

Można rozróżnić dwa podstawowe rodzaje przepływów powietrza przez wentylowane pomieszczenie:

- Przepływ wporowy
- Przepływ mieszający

Oprócz dwóch powyższych można wymienić dodatkowo przepływ tłokowy znany również jako laminarny oraz przepływ zwarciowy.

Definicje te opisują teoretyczne możliwości rozdziału powietrza i służą do określenia różnych systemów wentylacji. W praktyce jednak trudno jest rozdzielić poszczególne przepływy. Zwykle przy rozdziale powietrza wykorzystuje się jeden lub więcej rodzajów przepływu.

Szczegółowe badania indywidualnych instalacji pozwalają określić orientacyjny poziom sprawności wymiany powietrza ϵ_{ra} dla poszczególnych rodzajów przepływów. Generalnie można stwierdzić, że w praktyce niezależnie od systemu nawiewu nie da się osiągnąć sprawności wyższej od 60-70%.

Wnikliwa analiza wymienionych czterech podstawowych rodzajów przepływu pozwala wyciągnąć następujące wnioski:

- Przepływ całkowicie laminarny, tzw. tłokowy nie jest w praktyce możliwy do osiągnięcia.
- Przepływ wporowy wymaga nawiewu z temperaturą niższą od temperatury w pomieszczeniu i zapewnia wysoką sprawność wymiany powietrza. Warunkiem uzyskania przepływu wporowego jest prawidłowe rozmieszczenie i wymiarowanie kratki wentylacyjnych. Przepływ wporowy nie jest przydatny do odprowadzania dużych zysków ciepła.
- Przepływ mieszający może być stosowany zarówno do ogrzewania jak i chłodzenia pomieszczeń. Przepływ ten jest szczególnie przydatny do odprowadzania dużych zysków ciepła.
- Nieprawidłowo zaprojektowany system wporowy lub mieszający może prowadzić do przepływów zwarciowych pomiędzy kratkami nawiewnymi i wyciągowymi. Przepływ zwarciowy świadczy o nieprawidłowym wymiarowaniu i rozmieszczeniu kratki i powinien być bezwzględnie unikany.

Wiadomości podstawowe

Czas potrzebny na wymianę całego powietrza w pomieszczeniu ($2 \cdot T_m$) i sprawność wymiany powietrza (ϵ_{ra}) w zależności od rodzaju przepływu.

| Rodzaj przepływu | $2 \cdot T_m$ | ϵ_{ra} |
|---------------------|-------------------|---------------------|
| Przepływ wporowy | $>T_n$ $<2T_n$ | $<100\%$ $>50\%$ |
| Przepływ mieszający | $2T_n$ | 50% |
| Przepływ tłokowy | T_n | 100% |
| Przepływ zwarciowy | $>2T_n$ | $<50\%$ |

gdzie

T_m - oznacza średni wiek powietrza w pomieszczeniu w (n)

T_n - nominalna stała czasowa w (n)

Zasady wentylacji

Rodzaje przepływu powietrza przez pomieszczenie

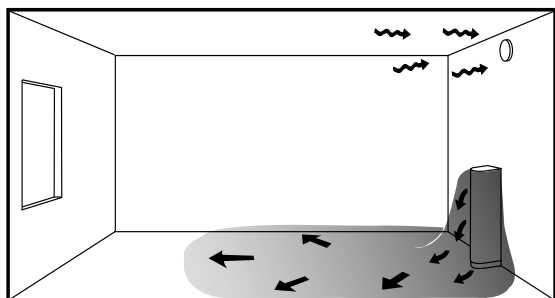
Przepływ wyporowy

Powietrze jest nawiewane z niską prędkością na poziomie podłogi gdzie w mniejszym lub większym stopniu rozprzestrzenia się na całej powierzchni pomieszczenia. Powietrze napotykając źródła ciepła ogrzewa się i unosi pod sufit, skąd jest usuwane.

Warunkiem dotrzymania wymagań komfortu przy tego typu systemie jest równomierny przepływ powietrza po wypływie z nawiewnika. Odpowiedni dobór ilości powietrza i liczby nawiewników w zależności od rodzaju i intensywności występowania źródeł ciepła (ludzie, maszyny itp.) może zapewnić bardzo efektywną wentylację.

Kryteria wyznaczające przepływ wyporowy:

- Nawiew powietrza na poziomie podłogi.
- Niski współczynnik indukcji nawiewników.
- Niska prędkość wypływu z nawiewników.
- Nawiew powietrza chłodniejszego.
- Wyciąg powietrza na poziomie sufitu.

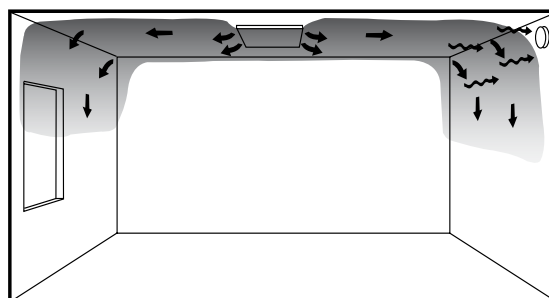


Rys. 4. Nawiew, poziom podłogi - Wyciąg, poziom sufitu

Przepływ mieszający

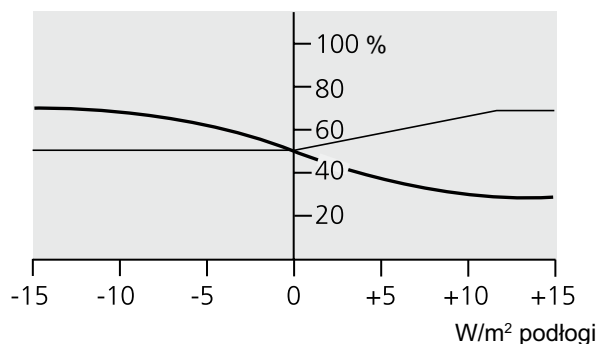
Przy tej postaci przepływu powietrze nawiewane jest z prędkością pozwalającą uzyskać równomierny rozkład koncentracji zanieczyszczeń i temperatury w każdym punkcie pomieszczenia. Możliwość uzyskania poprawnych warunków komfortu jest główną przyczyną dużej popularności tego rozwiązania.

Powietrze jest nawiewane zwykle z poziomu sufitu lub spod okien ze względnie dużą prędkością. Powoduje to możliwość powstawania przeciągów. Z tego względu wymagane jest bardzo staranne wymiarowanie nawiewników pod kątem zasięgu i profilu strumienia w stosunku do gabarytów pomieszczenia.



Rys. 5. Nawiew, poziom sufitu - Wyciąg, poziom sufitu

Wyk. 4. Przebieg sprawności wymiany powietrza ϵ_{ra} dla przepływu wyporowego w zależności od usytuowania nawiewu i wyciągu oraz obciążenia cieplnego pomieszczenia.



- Nawiew poziom sufitu, Wywiew poziom podłogi
- - - Nawiew poziom podłogi, Wywiew poziom sufitu

Przy przepływie mieszającym sprawność wymiany powietrza ϵ_{ra} jest stała w każdych warunkach i osiąga poziom 50%.

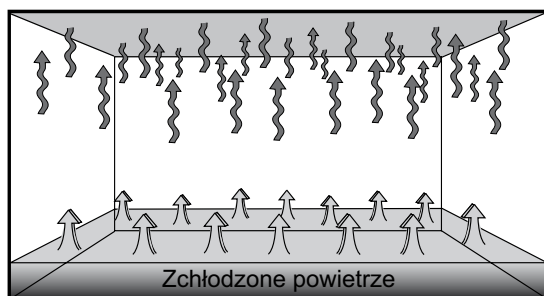
Zasady wentylacji

Rodzaje przepływu powietrza przez pomieszczenie

Przepływ tłokowy (laminarny)

Przy tym rozwiązaniu przepływ powietrza w całym pomieszczeniu odbywa się w jednym określonym kierunku. Można powiedzieć, że ruch powietrza jest podobny do ruchu tłoka w cylindrze.

Do uzyskania stabilnego przepływu laminarnego niezbędna jest stała i wysoka prędkość powietrza, rzędu 0.35-0.40 m/s. Dlatego przepływu tłokowego nie stosuje się nigdy w pomieszczeniach o wysokich wymogach komfortu. Przepływ wyporowy stosowany jest jedynie w pomieszczeniach, w których istnieją wysokie wymagania czystości powietrza.



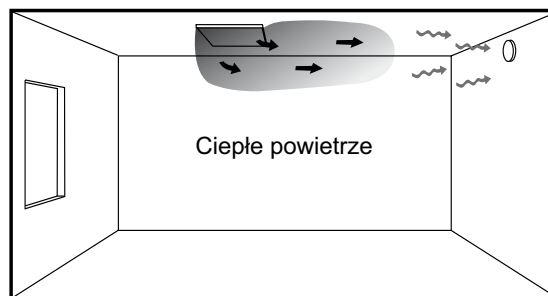
Rys. 6. Nawiew, poziom podłogi - Wyciąg, poziom sufitu

Przepływ zwarcioowy

Tej formy przepływu należy bezwzględnie unikać. Charakteryzuje się ona tym, że część powietrza nawiewanego jest bezpośrednio kierowana do kratki wyciągowej bez uprzedniego dotarcia do strefy przebywania ludzi i odebrania z niej zanieczyszczeń lub nadwyżek ciepła. Innymi słowy pomiędzy kratką nawiewną i kratką wyciągową następuje "krótkie zwarcie".

Przepływ zwarcioowy może wystąpić, gdy zarówno kratki nawiewne jak i wyciągowe umieszczone są na poziomie sufitu, a powietrze nawiewane o temperaturze wyższej niż temperatura w pomieszczeniu wypływa ze zbyt niską prędkością.

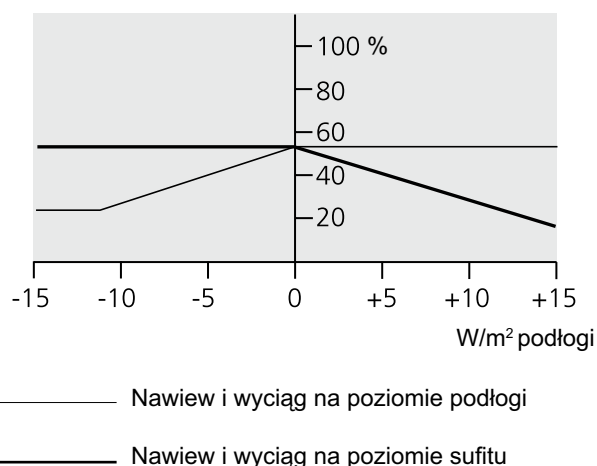
Zjawisko przepływu zwarcioowego może pojawić się również w sytuacji, gdy schłodzone powietrze nawiewane z niską prędkością z poziomu podłogi (niskoprędkościowe nawiewniki wyporowe) zostanie zassane przez otwarte drzwi lub umieszczone na małej wysokości kratki wyciągowej.



Rys. 7. Nawiew i wyciąg na poziomie sufitu

Przy przepływie tłokowym sprawność wymiany powietrza ϵ_{ra} jest stała i osiąga poziom 100%.

Wyk. 5. Przebieg sprawności wymiany powietrza ϵ_{ra} dla przepływu zwarcioowego w zależności od usytuowania nawiewu i wyciągu oraz obciążenia cieplnego.

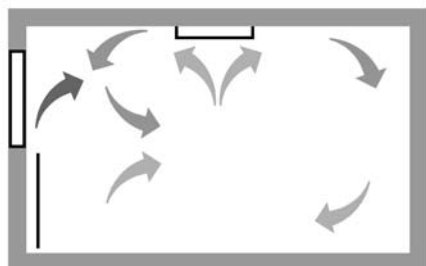


Zasady wentylacji

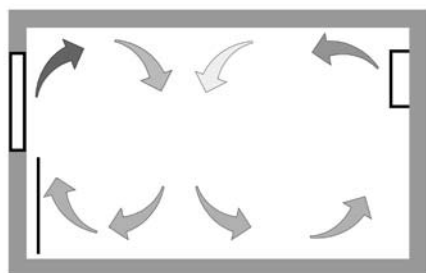
Wskazówki praktyczne

Poniżej przedstawione są praktycznie stosowane metody nawiewu powietrza przy wentylacji zapewniającej warunki komfortu. W tabeli 5 zestawiono maksymalne zyski ciepła w przeliczeniu na metr kwadratowy podłogi, które mogą zostać odebrane przez powietrze przy różnych systemach nawiewu. Wartości te uwzględniają akumulację ciepła w przegrodach budowlanych.

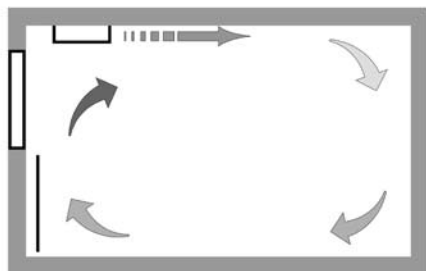
Umiejscowienie nawiewu



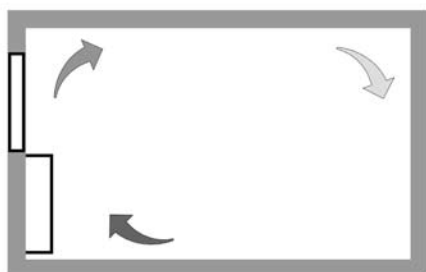
Rys. 8. Pod sufitem



Rys. 9. Na ścianie



Rys. 10. Pod sufitem przy ścianie zewnętrznej



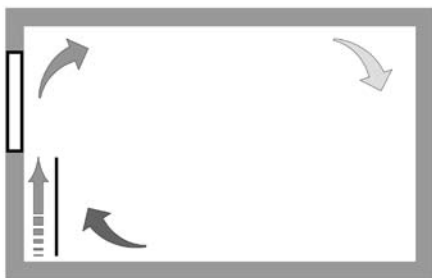
Rys. 11. Pod oknem przy ścianie zewnętrznej

Przy takim rozwiązaniu nawiewu należy starannie określić wymiary strefy przebywania ludzi oraz uwzględnić wpływ ruchów termicznych przy oknie na cyrkulację powietrza w całym pomieszczeniu. Rozwiązanie to można stosować w sytuacjach gdy dopuszczalny jest ruch powietrza w kierunku podłogi wzdłuż ścian.

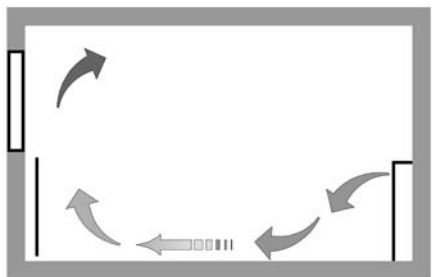
Ten sposób nawiewu wymaga dokładnego zwymiarowania kratki nawiewnych pod względem zasięgu strumienia. Przykładowo, w pomieszczeniach biurowych gdzie strefa przebywania ludzi umiejscowiona jest blisko okien zewnętrznych, zasięg strumienia $l_{0,2}$ przy temperaturze nawiewu niższej maksymalnie o 10°C od temperatury w pomieszczeniu, powinien być równy długości pomieszczenia przemnożonej przez 0,7. Strumień może posiadać dłuższy zasięg jeśli strefa przebywania ludzi nie sięga bliżej niż 0,75 m od okien.

Nawiew powietrza chłodniejszego pozwala zwykle osiągnąć zadowalające efekty. Zasięg strumienia powietrza nawiewanego powinien być o 1 ± 2 m większy od długości pomieszczenia.

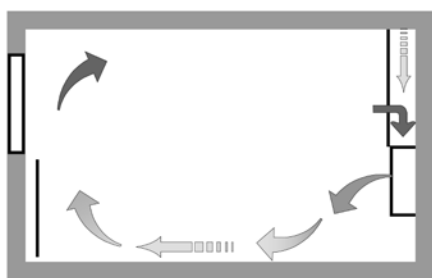
Przy tego typu nawiewie należy zwrócić szczególną uwagę na temperaturę powietrza nawiewanego i temperaturę powierzchni okna, ponieważ w przypadkach gdy temperatury te są niższe od temperatury w pomieszczeniu istnieje ryzyko, że powietrze nawiewane opadnie w dół i utworzy "jezioro zimna" w odległości 1 ± 2 m od okna.



Rys. 12. Przy ścianie zewnętrznej za grzejnikiem



Rys. 13. Przy podłodze, niska prędkość wypływu



Rys. 14. Przy podłodze, iniekcyjne nawiewniki wyporowe

Możliwość występowania przepływu strumieni powietrza na niskiej wysokości w strefie przebywania ludzi, powoduje konieczność stosowania nawiewników o dużej prędkości wypływu. Parapety okienne muszą być zaprojektowane w ten sposób aby nie kierowały toru strumienia powietrza do wnętrza pomieszczenia.

Przy stosowaniu niskoprędkościowych nawiewników wyporowych z ustalalnym profilem wypływu strumienia temperatura powietrza nawiewanego może być niższa o 6°C od temperatury w pomieszczeniu. Ten układ pozwala na odprowadzenie z pomieszczenia o wysokości 2,8 m zysków ciepła nie przekraczających 35 W na m^2 podłogi.

W razie zastosowania iniekcyjnych nawiewników wyporowych podsasujących część powietrza z pomieszczenia temperatura nawiewu może być o 10°C niższa od temperatury w pomieszczeniu.

Zależności pomiędzy ilością powietrza nawiewanego, pionowym gradientem temperatury i obciążeniem chłodniczym, przy wentylacji wyporowej

Poniżej przedstawiona jest jedna z metod obliczania wymaganej ilości powietrza nawiewanego przy różnych obciążeniach chłodniczych, ze względu na ograniczenie pionowego gradientu temperatury w pomieszczeniu.

Metoda ta została opublikowana w biuletynie "Royal Institute of Technology" nr 16 z marca 1991.

Oznaczenia:

- t_{ig} = temperatura powietrza na poziomie podłogi
- t_t = temperatura powietrza nawiewanego
- t_r = temperatura powietrza usuwanego
- s = pionowy gradient temperatury, $^{\circ}\text{C}/\text{m}$
- h = wysokość pomieszczenia, m
- α_{kg} = współczynnik wnikania ciepła dla podłogi
- $\Delta t_{1,1}$ = różnica pomiędzy temperaturą powietrza na poziomie 1,1 m nad podłogą i temperaturą powietrza nawiewanego.

Gradient temperatury nie może przekraczać wartości podanych w tabeli 3.

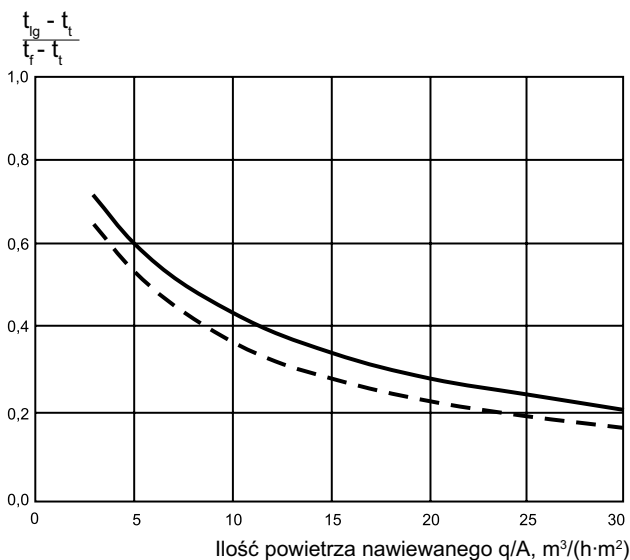
Wymaganą najniższą ilość powietrza nawiewanego przy założonym maksymalnym pionowym gradiencie temperatur można określić z wykresu 7.

Różnicę pomiędzy temperaturą powietrza na poziomie 1,1 m nad podłogą i temperaturą powietrza nawiewanego można określić z wykresu 8.

Wartość temperatury powietrza na poziomie podłogi (t_{ig}) można skontrolować za pomocą wykresu 6. W celu zapewnienia warunków komfortu, temperatura ta nie powinna być niższa od 20°C .

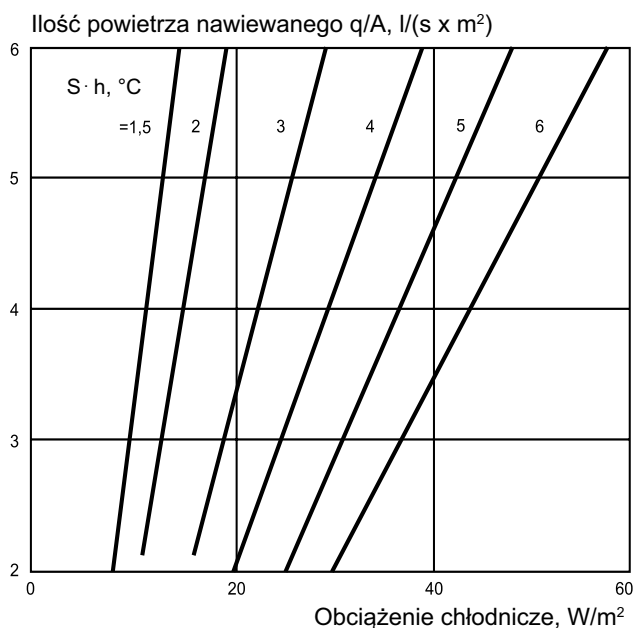
W praktyce stosuje się zasadę, że temperatura powietrza nawiewanego nie powinna być niższa od 18°C .

Zasady wentylacji

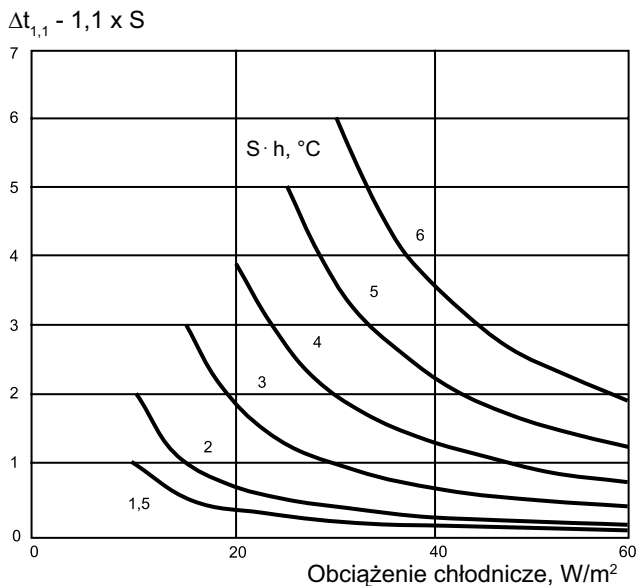


Wyk. 6. Temperatura powietrza na poziomie podłogi t_g w funkcji ilości nawiewanego powietrza, t_t i t_r .

— $\alpha_{kg} = 5 \text{ W}/(\text{m}^2, \text{K})$
 — $\alpha_{kg} = 3 \text{ W}/(\text{m}^2, \text{K})$



Wyk. 7. Wymagana ilość powietrza nawiewanego w funkcji obciążenia chłodniczego na m^2 podłogi pomieszczenia, wysokości pomieszczenia i gradientu temperatury.



Wyk. 8. Różnica pomiędzy temperaturą powietrza na poziomie 1,1 m nad podłogą i temperaturą powietrza nawiewanego w funkcji obciążenia chłodniczego na m^2 podłogi pomieszczenia, wysokości pomieszczenia i gradientu temperatury.

Praktyczne zastosowanie przytoczonej metody ilustruje przykład:

Założenia:

Pomieszczenie biurowe o wysokości 2,7 m i obciążeniu chłodniczym $P = 25 \text{ W}/\text{m}^2$.

Pionowy gradient temperatury nie powinien przekraczać $1,7 \text{ }^\circ\text{C}/\text{m}$.

Należy obliczyć wymaganą ilość powietrza nawiewanego, temperaturę na poziomie 1,1 m nad podłogą i temperaturę na poziomie podłogi.

Rozwiązanie:

$$s \cdot h = 1,7 \times 2,7 = 4,6^\circ\text{C}$$

Z wykresu 7: $q/A = 2,8 \text{ l}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$

Z wykresu 8: $\Delta t_{1,1} - 1,1 \times s = 3,6$

$$\text{stad } \Delta t_{1,1} = 3,6 + 1,1 \times 1,7 = 5,5^\circ\text{C}$$

Zakładając, że $t_t = 18^\circ\text{C}$

$$\text{obliczamy } t_{1,1} = 18 + 5,5 = 23,5^\circ\text{C}$$

$$\text{Z wykresu 6: } \frac{t_g - t_t}{t_r - t_t} = 0,4$$

$$(q/A = 2,8 \text{ l}/(\text{s} \cdot \text{m}^2) \text{ lub } 10 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2))$$

$$\text{ponieważ } t_r - t_t = \frac{P}{(q/A) \times \rho} = \frac{25}{2,8 \times 1,2} = 7,5^\circ\text{C}$$

gdzie: P - obciążenie chłodnicze, W/m^2

ρ - gęstość powietrza, kg/m^3

$$\text{możemy obliczyć } t_g = 0,4 \times 7,5 + 18 = 21^\circ\text{C}$$

Wyniki obliczeń:

wymagana ilość powietrza nawiewanego = $2,8 \text{ l}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$
 temperatura na poziomie 1,1 m = $23,5^\circ\text{C}$
 temperatura na poziomie podłogi = $21,0^\circ\text{C}$

Zasady wentylacji

Wymagana ilość powietrza świeżego

W tabeli poniżej zestawiono wymagane ilości nawiewanego powietrza świeżego w przeliczeniu na m² podłogi, w zależności od dopuszczalnej zawartości CO₂ i rodzaju pomieszczenia (przy założeniu, że zawartość CO₂ w powietrzu zewnętrznym jest na normalnym poziomie).

Tabela 4. Wymagana ilość powietrza świeżego

| Rodzaj pomieszczenia | Ilość osób na m ² ppm* | Ilość powietrza, l/(s x m ²) przy zawartości CO ₂ | | |
|----------------------|-----------------------------------|--|----------|-----------|
| | | 600 ppm* | 800 ppm* | 1000 ppm* |
| Biura: | | | | |
| - indywidualne | 0,1 | 2.0 | 1.1 | 0.8 |
| - wieloosobowe | 0.12 | 2.4 | 1.3 | 1.0 |
| - sale konferencyjne | 0.5 | 10.0 | 5.6 | 3.8 |
| Szkoły: | | | | |
| - klasy | 0.5 | 10.0 | 5.6 | 3.8 |
| - laboratoria | 0.3 | 6.0 | 3.3 | 2.3 |
| - audytoria | 1.5 | 30.0 | 16.7 | 11.5 |
| - sale gimnastyczne | 0.3 | 6.0 | 3.3 | 2.3 |
| Biblioteki: | 0.2 | 4.0 | 2.2 | 1.5 |
| Sklepy: | 0.2-0.3 | 6.0 | 3.3 | 2.3 |
| Gastronomia: | | | | |
| - restauracje | 0.7 | 14.0 | 7.8 | 5.4 |
| - kawiarnie | 1.0 | 20.0 | 11.1 | 7.7 |
| - bary | 1.0 | 20.0 | 11.1 | 7.7 |
| Przedszkola: | 0.4 | 8.0 | 4.4 | 3.2 |
| Dyskoteki: | 1.0 | 20.0 | 11.1 | 7.7 |
| Poczekalnie: | 1.5 | 30.0 | 16.7 | 11.5 |

*) ppp - (part per million): ilość cząstek na milion

Obciążenie chłodnicze

Wielkości zysków ciepła, które mogą zostać odprowadzone przy różnych systemach wentylacji i chłodzenia podane są w tabeli poniżej.

Podane wartości odnoszą się do pomieszczeń o wysokości około 2.8 m, w których strefa przebywania ludzi rozpoczyna się w odległości 0.2 m od ścian wewnętrznych, 0.5 m od ścian zewnętrznych z oknami i jest wysoka na 1.8 m.

Wielkość zysków ciepła możliwych do odprowadzenia jest znacznie większa w wypadku systemów wodnych (w których nośnikiem energii jest woda, np. w konwekcyjnych lub radiacyjnych sufitach chłodzących, klimakonwektorach, fancoilach itp.), niż w wypadku systemów powietrznych (nawiew schłodzonego powietrza).

Tabela 5. Zalecane maksymalne wartości zysków ciepła przy różnych systemach wentylacji i chłodzenia.

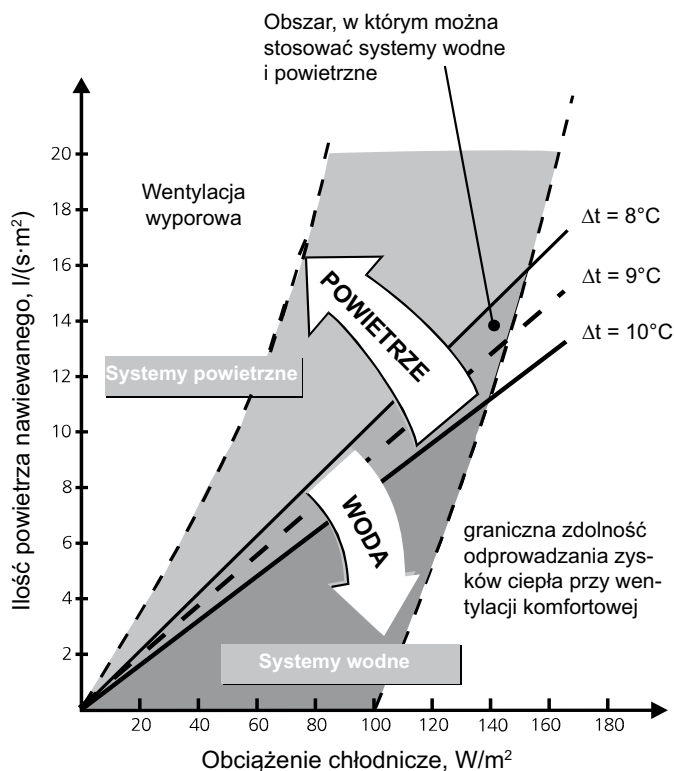
| System wentylacji i chłodzenia | Maksymalne zyski ciepła W/m ² | |
|----------------------------------|--|--------------------|
| | klasa komfortu TQ1 | klasa komfortu TQ2 |
| System powietrzny | | |
| Wentylacja mieszająca: | | |
| Umieszczenie nawiewników: | | |
| - na suficie | 60 | 80 |
| - na ścianie wew. | 40 | 60 |
| - na ścianiezew. | 50 | 70 |
| - pod parapetem | 50 | 70 |
| Wentylacja waporowa: | | |
| - na podłodze | 30 | 35 |
| - na ścianie ≥ 0.6 m nad podłogą | 35 | 40 |
| System wodny: | | |
| - ścienne zespoły indukcyjne | 50 | 70 |
| - fan coile ścienne | 50 | 70 |
| - sufit chłodzący promieniowanie | | |
| * wentylacja mieszająca | 100 | 120 |
| * wentylacja waporowa | 70 ¹⁾ | 85 |
| - sufit chłodzący konwekcja | | |
| * wentylacja mieszająca | 70 | 85 |
| * wentylacja waporowa | 50 ¹⁾ | 60 |

1) Zalecane maksymalne zyski ciepła przy wentylacji 20 W/m² (nawiew powietrza nieschłodzonego).

Zasady wentylacji

Wybór systemu chłodzenia powietrza

Podane wartości zysków ciepła, które mogą być odprowadzone przy różnych systemach wentylacji i chłodzenia należy traktować jako orientacyjne. Ich wartość zależy w każdym indywidualnym przypadku od wielu czynników. Głównymi czynnikami są jednak wielkość i kształt strefy przebywania ludzi, które wpływają bezpośrednio na możliwości rozwiązania nawiewu powietrza. Dlatego przy zakładaniu parametrów komfortu cieplnego, należy określić w której strefie pomieszczenia muszą one zostać dotrzymane. Ze względu na charakter niektórych pomieszczeń obszar strefy przebywania ludzi może być ruchomy. W takich przypadkach bardzo ważne jest zapewnienie możliwości zmiany rozdziału powietrza. Jest to możliwe do osiągnięcia poprzez zastosowanie nawiewników o zmiennym profilu wypływu strumienia.



Wyk. 9. Wykres pozwalający wybrać najkorzystniejszy system wentylacji i chłodzenia w zależności od wymaganej ze względów higienicznych ilości powietrza świeżego (w l/s na m² powierzchni pomieszczenia, patrz tabela 4) oraz wielkości zysków ciepła (w W/m² powierzchni pomieszczenia).

Wykres jest słuszny dla pomieszczeń o wysokości ~2.8 m.

Przykład:

Sala konferencyjna z obciążeniem chłodniczym 60 W/m² i minimalną ilością powietrza świeżego 4 l/(s x m²).

- Przy ilości powietrza 4 l/(s x m²) nośnikiem odprowadzającym zyski ciepła musi być woda. Korzystnie jest zastosować system fan coil'i.
- Przy ilości powietrza 6 l/(s x m²) nośnikiem odprowadzającym zyski ciepła może być schłodzone powietrze. Przy takim rozwiązaniu uzyska się lepszą jakość powietrza w pomieszczeniu.

Ilość powietrza nawiewanego

Ze względu na zyski ciepła

Ilość powietrza niezbędna do odprowadzenia zysków ciepła jawnego jest zależna od różnicy pomiędzy temperaturą powietrza nawiewanego i usuwanego i oblicza się ją ze wzoru:

$$q = \frac{P}{1,2 \cdot (t_f - t_i)} \quad (\text{l/s})$$

gdzie: q = ilość powietrza nawiewanego, l/s
P = zyski ciepła jawnego, W
t_f = temperatura powietrza usuwanego, °C
t_i = temperatura powietrza nawiewanego, °C

Ilość powietrza niezbędną do odprowadzenia zysków ciepła jawnego i utajonego oblicza się ze wzoru:

$$q = \frac{P}{1,2 \cdot (h_f - h_i)} \quad (\text{l/s})$$

gdzie: q = ilość powietrza nawiewanego, l/s
P = zyski ciepła jawnego i utajonego, W
h_f = entalpia powietrza usuwanego, J/kg
h_i = entalpia powietrza nawiewanego, J/kg

Przy wentylacji mieszającej t_f nie różni się zwykle o więcej niż kilka stopni od temperatury na wysokości 1,1 m nad podłogą (reprezentacyjny punkt dla pomiaru temperatury w pomieszczeniu). W przypadku wentylacji waporowej pomieszczeń o normalnych wysokościach, przyjmuje się, że t_f jest wyższa od temperatury w pomieszczeniu o 3 - 5°C.

Za temperaturę nawiewu przyjmuje się zwykle:

15°C przy przepływie mieszającym
18°C przy przepływie waporowym

Dlatego, przy maksymalnym obciążeniu chłodniczym różnica temperatur (t_f - t_i) jest w zasadzie jednakowa dla różnych rodzajów wentylacji. Jedynym warunkiem stosowania dużych różnic pomiędzy temperaturą powietrza nawiewanego i usuwanego jest:

- * Dla przepływu mieszającego: Poprawne zwymiarowanie nawiewników, zgodnie ze wskazówkami podanymi w rozdziale "Wentylacja mieszająca".
- * Dla przepływu waporowego: Nawiewane powietrze musi być równomiernie rozprowadzone na powierzchni całego pomieszczenia i musi istnieć możliwość regulacji profilu wypływu strumienia w zależności od kształtu strefy przebywania ludzi.

Zasady wentylacji

Ze względu na zanieczyszczenia

Poprawnie rozplanowany i zwymiarowany system wentylacji wyporowej zapewnia nieco wyższą sprawność wymiany powietrza niż system wentylacji mieszającej. W praktyce jednak różnica ta nie jest duża.

Dlatego zarówno przy wentylacji wyporowej i mieszającej można stosować tę samą ilość powietrza nawiewanego.

W większości przypadków do obliczenia ilości powietrza nawiewanego, niezbędnej do usunięcia z pomieszczenia zanieczyszczeń można stosować wzór:

$$q_v = \frac{\dot{m} \times 10^6}{C - C_{in}} \quad (\text{l/s})$$

gdzie: q_v = ilość powietrza nawiewanego, l/s
 \dot{m} = ilość wydzielanych zanieczyszczeń, l/s
 C = dopuszczalna zawartość zanieczyszczenia w pomieszczeniu, ppm
 C_{in} = zawartość zanieczyszczenia w powietrzu nawiewanym, ppm

Przykład:

W pomieszczeniu biurowym ludzie stanowią główne źródło powstawania zanieczyszczeń. Człowiek w pozycji siedzącej wydziela około 18 litrów CO₂ na godz. tj. 0,005 l/s. Minimalna zawartość CO₂ w powietrzu zewnętrznym wynosi 350 ppm. Na obszarach przemysłowych i w dużych miastach wartość ta może być znacznie wyższa.

Zakładając, że zawartość CO₂ w powietrzu zewnętrznym jest równa 400 ppm wymagana ilość powietrza na jedną osobę wynosi:

$$q_v = \frac{5000}{C - 400} \quad \text{l/s x osoba}$$

W klasie jakości powietrza AQ1 zawartość CO₂ ≤ 600 ppm
a w klasie AQ2 ≤ 1000 ppm.

Stąd wymagana ilość powietrza w różnych klasach:

AQ1 = 25 l/s x osoba
AQ2 = 8,3 l/s x osoba

Wentylacja mieszająca

Informacje ogólne

W zasadzie wentylacja mieszająca (wykorzystująca przepływ mieszający) może być stosowana w obiektach komfortowych zarówno w przypadku chłodzenia jak i ogrzewania pomieszczeń powietrzem.

W trakcie projektowania należy wziąć pod uwagę:

- aktywność osób i typ pomieszczenia
 - wymiary i kubaturę pomieszczenia
 - minimalną ilość świeżego powietrza
 - maksymalne chwilowe zyski ciepła
 - wypadkową prędkość powietrza
 - wypadkowy poziom dźwięku
1. Poprawne określenie stopnia aktywności osób i przeznaczenia pomieszczenia jest niezbędne do wyboru odpowiednich wartości parametrów komfortu.
 2. Wymiary pomieszczenia wpływają na kształt strumienia nawiewanego powietrza, a co za tym idzie na parametry komfortu.
 3. Minimalną ilość dostarczanego powietrza świeżego określa się na podstawie wymogów higienicznych. W wypadku wentylacji ogólnej pomieszczeń biurowych za minimalną ilość powietrza świeżego przypadającą na jedną osobę można przyjmować wartości z zakresu 12-15 l/s.
 4. Przy obliczaniu maksymalnych zysków ciepła należy uwzględnić zewnętrzne i wewnętrzne źródła ciepła oraz wpływ akumulacji w przegrodach budowlanych. Obliczone obciążenie chłodnicze i wymogi parametrów komfortu stanowią podstawę do wyboru systemu nawiewu i określenia ilości powietrza wentylacyjnego.
 5. W katalogu Swegon podawany jest zasięg nawiewników dla końcowej prędkości powietrza w niezależnym strumieniu izotermicznym równej 0.2 m/s. W niektórych sytuacjach zasięg należy skorygować zgodnie ze wskazówkami podanymi w tym rozdziale.
 6. Dla każdego pomieszczenia należy obliczyć wynikowy poziom dźwięku powodowany przez urządzenia instalacji i kratki wentylacyjne, zgodnie ze wskazówkami podanymi w rozdziale "Akustyka".

W trakcie projektowania należy również koniecznie uwzględnić wpływ sił wyporu (strumienie nieizotermiczne) i kąta nawiewu na zasięg i ugięcie strumieni.

Przy nawiewie powietrza o temperaturze innej niż temperatura w pomieszczeniu lub pod pewnym kątem względem poziomu zasięg strumienia zmienia się. W wypadku powietrza zimniejszego zasięg zwiększa się, a w wypadku powietrza cieplejszego zmniejsza się. W takich przypadkach zasięg strumienia należy obliczyć za pomocą opracowanego przez Swegon programu komputerowego ProAir, który uwzględnia temperaturę i kąt nawiewu.

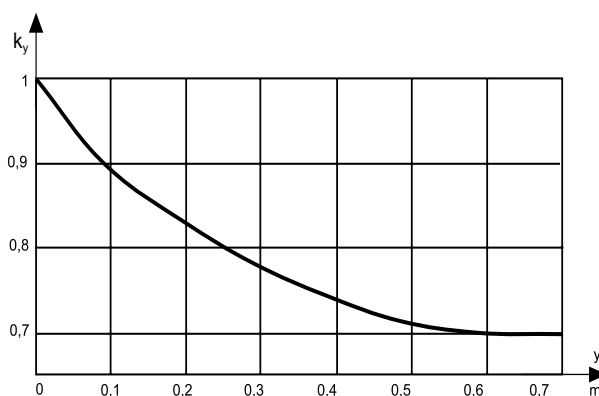
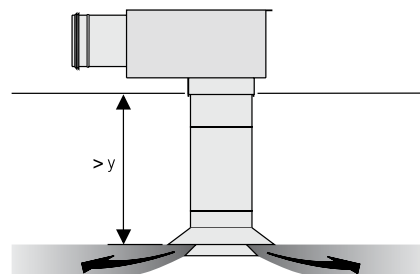
Alternatywne możliwości montażu nawiewników

Podany na charakterystykach anemostatów i nawiewników sufitowych zasięg $l_{0,2}$ odnosi się do kratek zamontowanych w suficie. W sytuacjach gdy nawiewnik zawieszony jest w odległości większej niż 300 mm od sufitu, strumień powietrza nie rozwija się wzdłuż płaszczyzny sufitu a jego zasięg w związku z obustronną indukcją powietrza zostanie zmniejszony.

Skorygowany zasięg oblicza się ze wzoru:

$$l_{0,2} \text{ skorygowany} = k_y \times l_{0,2}$$

gdzie k_y = współczynnik korygujący zależny od odległości y nawiewnika do sufitu

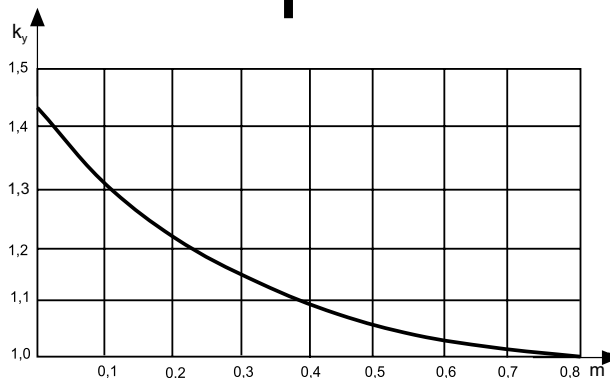
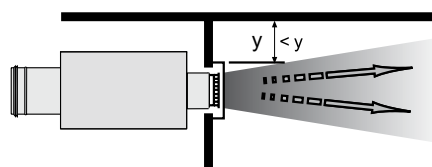


Wyk. 10. Wartość współczynnika k_y w funkcji odległości y .

W przypadku, gdy kratka ścienna zamontowana jest w odległości mniejszej niż 300 mm od sufitu lub gdy strumień powietrza skierowany jest ku górze, następuje zjawisko poślizgu strumienia wzdłuż powierzchni sufitu. Indukcja powietrza następuje tylko po dolnej stronie strumienia, w związku z czym jego zasięg zwiększa się zgodnie z zależnością:

$$l_{0,2} \text{ skorygowany} = k_y \times l_{0,2}$$

gdzie k_y = współczynnik korygujący zależny od odległości y nawiewnika do sufitu



Wyk. 11. Wartość współczynnika k_y w funkcji odległości y .

Wentylacja mieszająca

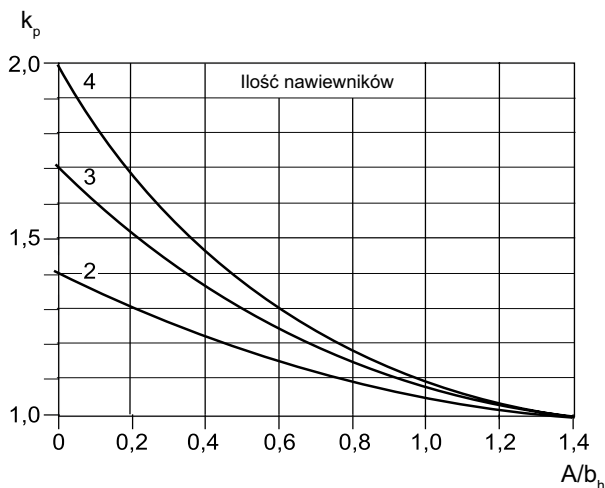
Strumienie współzależne

W przypadku gdy dwa lub większa ilość nawiewników znajduje się blisko siebie, w pewnej odległości poszczególne strumienie łączą się w jeden strumień, którego wypadkowy zasięg jest większy od zasięgu pojedynczego strumienia. Wykres poniżej podaje wartość współczynnika k_p zwiększającego zasięg w zależności do liczby nawiewników, odległości pomiędzy nimi oraz największej szerokości poziomej strumienia b_h . Wartość b_h jest podana przy opisie każdego typu nawiewnika w punkcie "Wymiary strumienia".

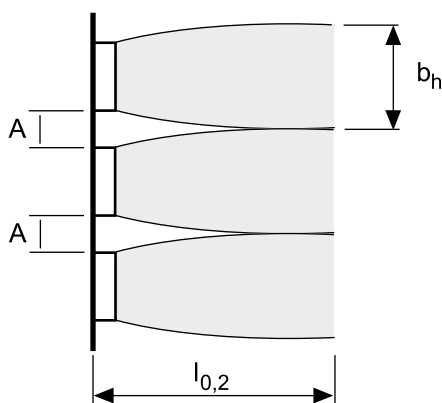
$$I_p = k_p \times I_{0,2}$$

I_p = zasięg wypadkowy

Dla niektórych nawiewników podany jest zasięg przy prędkości końcowej 0.3 m/s. Do wzoru należy wówczas wstawić wartość $I_{0,3}$.



Wyk. 12. Wartość współczynnika k_p .

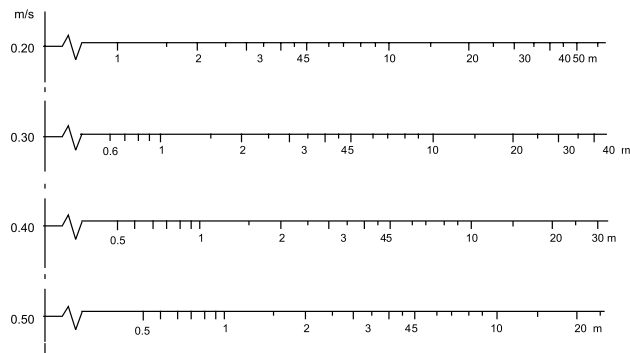


Rys. 15. Określenie odległości A , b_h i $I_{0,2}$.

Zasięg strumienia

Informacje ogólne

Zgodnie z wytycznymi Szwedzkich norm VVS-AMA zasięg strumienia powinien być ustalony dla końcowej prędkości powietrza w osi strumienia wynoszącej 0.2 m/s. Niektórzy producenci podają jednak zasięg dla innych prędkości. Poniższy nomogram pozwala przeliczyć zasięg dla innych prędkości końcowych.



Wyk. 13. Nomogram do przeliczania zasięgu

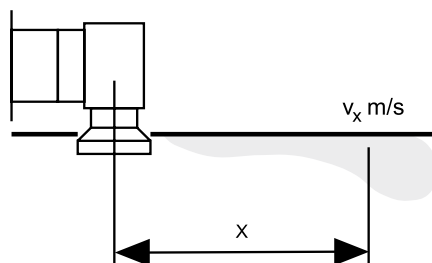
Przykład

Dane: Zasięg $I_{0,2} = 3$ m

Z nomogramu: $I_{0,3} = 2$ m, $I_{0,4} = 1,5$ m

Przeliczanie zasięgu

W niektórych przypadkach dopuszczalna jest większa prędkość końcowa strumienia. Zasięg przy innej prędkości końcowej można obliczyć zgodnie ze wzorem:



$$x = I_{0,2} \cdot \frac{0,2}{v_x}$$

Rys. 16. Przeliczanie zasięgu strumienia.

x = odległość od nawiewnika do punktu, w którym

prędkość w osi strumienia wynosi v_x , m

v_x = Prędkość powietrza w osi strumienia, m/s

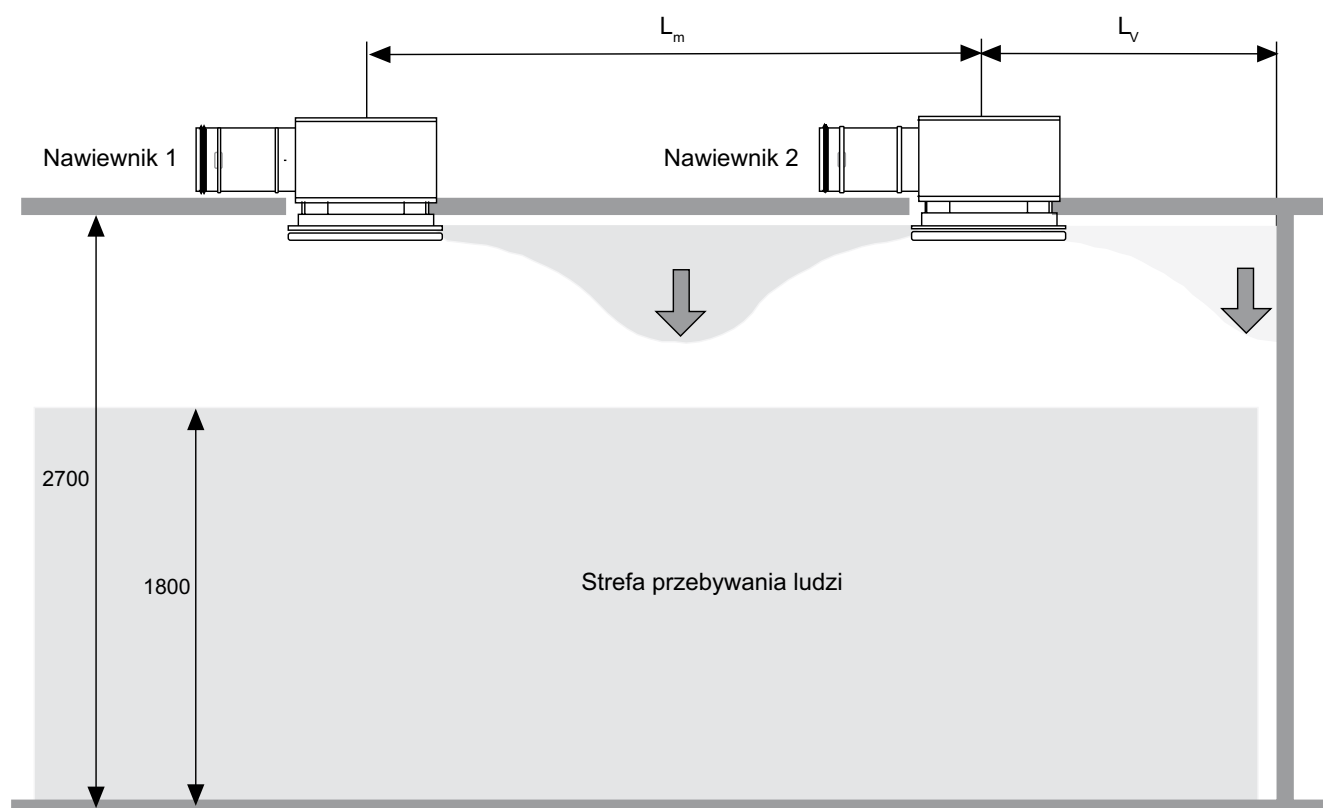
Przykład

Zasięg strumienia $I_{0,2} = 3$ m. Zasięg $I_{0,3}$ będzie wynosił:

$$I_{0,3} = 3 \times \frac{0,2}{0,3} = 2 \text{ m}$$

Wentylacja mieszająca

Minimalna odległość pomiędzy nawiewnikami sufitowymi



Rys. 17. Minimalna odległość (L_m) pomiędzy nawiewnikami sufitowymi.

Przy projektowaniu rozmieszczenia nawiewników sufitowych, których strumienie są do siebie wzajemnie skierowane należy zachować minimalną dopuszczalną odległość między nimi. Odległość ta może być mniejsza od sumarycznego zasięgu nawiewników, gdyż w punkcie spotkania obu strumieni następuje efekt intensywnego mieszania, który powoduje, że wypadkowa prędkość połączonego strumienia w strefie przebywania ludzi nie przekracza 0,2 m/s. Minimalną odległość pomiędzy dwoma nawiewnikami oblicza się ze wzoru:

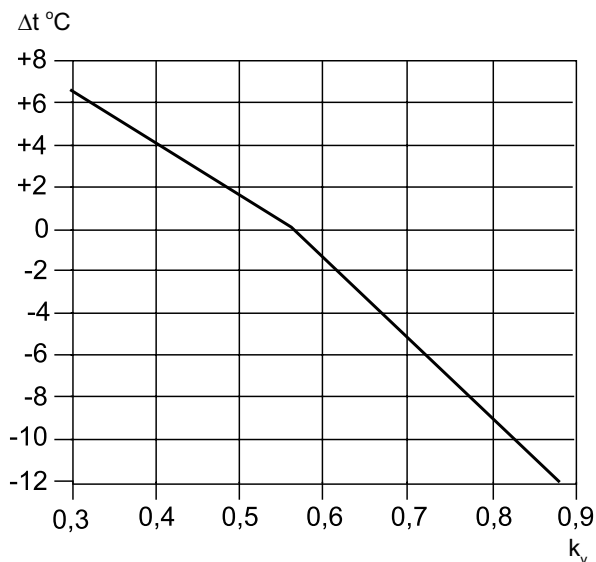
$$L_m = k_v (l_{1-0,2} + l_{2-0,2})$$

L_m = Minimalna odległość pomiędzy nawiewnikami, m
 k_v = Współczynnik korekcyjny
 $l_{1-0,2}$ = Zasięg nawiewnika 1, m
 $l_{2-0,2}$ = Zasięg nawiewnika 2, m

Przykład:

Minimalna odległość L_m pomiędzy dwoma nawiewnikami o jednakowym zasięgu $l_{0,2} = 5,0$ m przy różnicy temperatur $\Delta t = -6^\circ\text{C}$ jest równa:

$$L_m = 0,72 (5,0 + 5,0) = 7,2 \text{ m.}$$



Wyk. 14. Wartość współczynnika k_v w zależności od różnicy temperatur Δt ($t_{\text{nawiewu}} - t_{\text{wyciągu}}$).

Wentylacja mieszająca

Minimalna odległość nawiewnika sufitowego od ściany

Minimalna odległość nawiewnika od ściany może być mniejsza niż jego zasięg $l_{0,2}$ gdyż przy ścianie występuje zjawisko obniżenia prędkości i odchylenia strumienia.

Minimalną odległość nawiewnika sufitowego od ściany można obliczyć ze wzoru:

$$L_v = k_v \times l_{0,2}$$

Wartości współczynnika k_v patrz wykres 14.

Uwaga!

Powyższy wzór nie powinien być używany do określania odległości od ścian zewnętrznych, przy których mogą występować ruchy termiczne lub ochłodzenie powietrza.

Przykład

Minimalna odległość od ściany nawiewnika o zasięgu $l_{0,2} = 5,0$ m przy $\Delta t = -4$ °C jest równa:

$$L_v = 0,67 \times 5 = 3,35 \text{ m}$$

Odległość między nawiewnikami sufitowymi w pomieszczeniach wysokich

Na charakterystykach podany jest zasięg strumienia dla nawiewników umieszczonych na wysokości 2,7 m. W pomieszczeniach wyższych, na odcinku pomiędzy sufitem a sterfą przebywania ludzi następuje obniżenie prędkości połączonego strumienia powietrza. Dlatego minimalna odległość między nawiewnikami może być mniejsza:

$$L_{mA} = L_m - A$$

Przykład

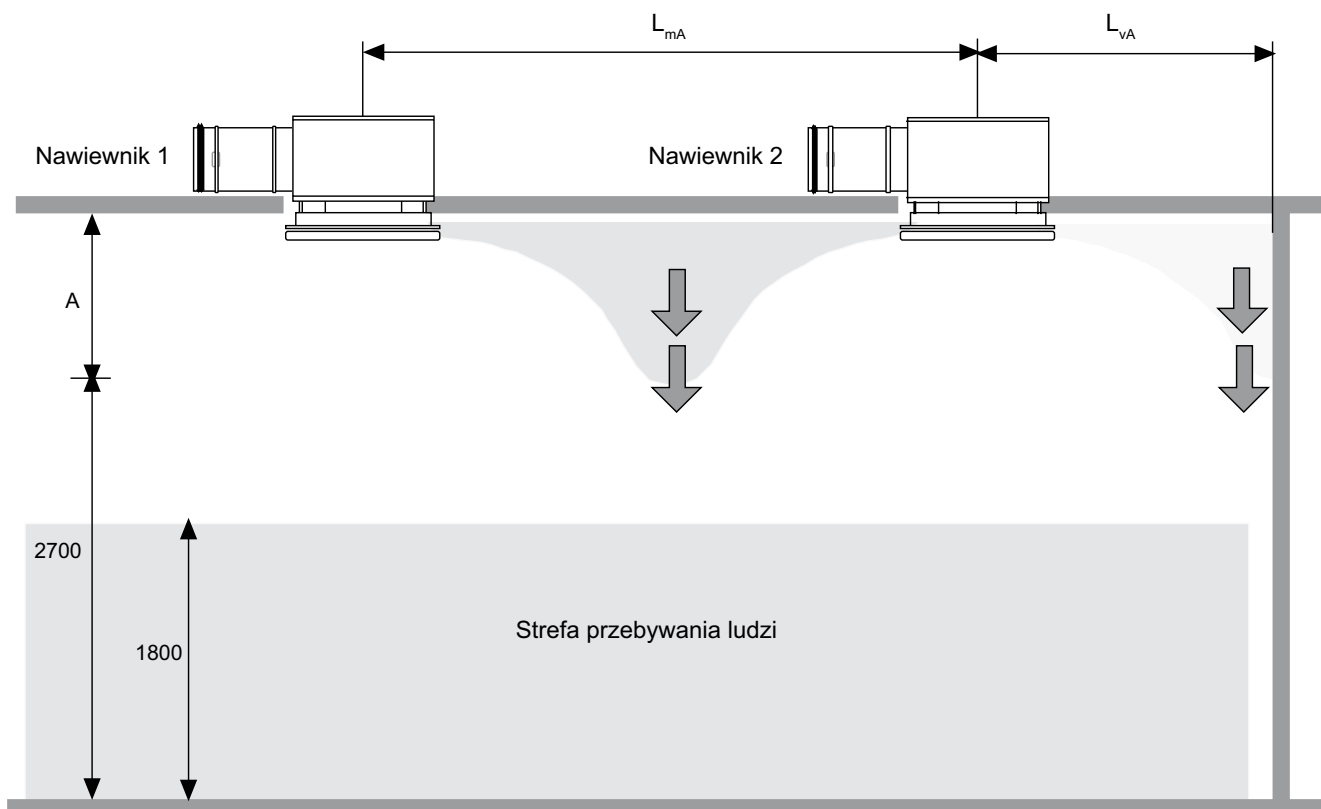
Dwa nawiewniki o zasięgu $l_{0,2} = 5,0$ m przy $\Delta t = -6$ °C, umieszczone są na wysokości 4,5 m.

Odległość $L_m = (5,0 + 5,0) \cdot 0,72 = 7,2$ m. Minimalna odległość pomiędzy nawiewnikami na wysokości 4,5 m wynosi:

$$L_{mA} = 7,2 - (4,5 - 2,7) = 5,4 \text{ m}$$

Minimalną odległość nawiewnika umieszczonego na wysokości większej niż 2,7 m od ściany oblicza się ze wzoru:

$$L_{vA} = L_v - A$$



Rys. 18. Minimalna odległość (L_{mA}) między nawiewnikami sufitowymi w pomieszczeniach o zwiększonej wysokości ($A + 2700$).

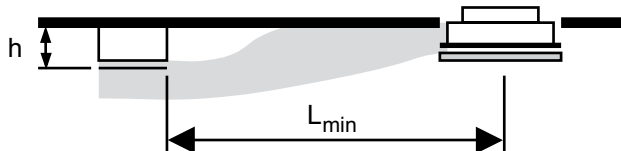
Wentylacja mieszająca

Minimalna odległość pomiędzy nawiewnikiem a przeszkodami na drodze strumienia

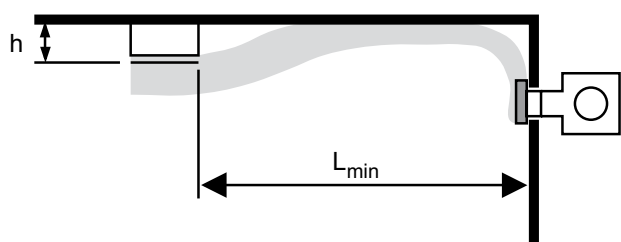
Nawiewników nie powinno umieszczać się w pobliżu przeszkód znajdujących się pod sufitem takich jak, elementy konstrukcyjne budynku lub podwieszane lampy.

W praktyce można spotkać kilka przypadków:

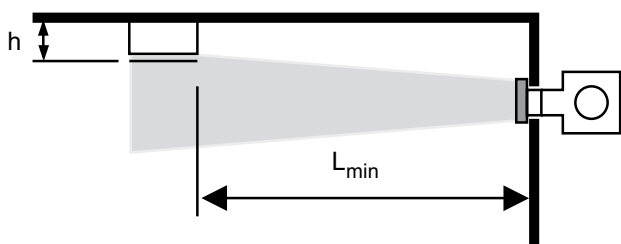
Przypadek 1: Nawiewnik sufitowy



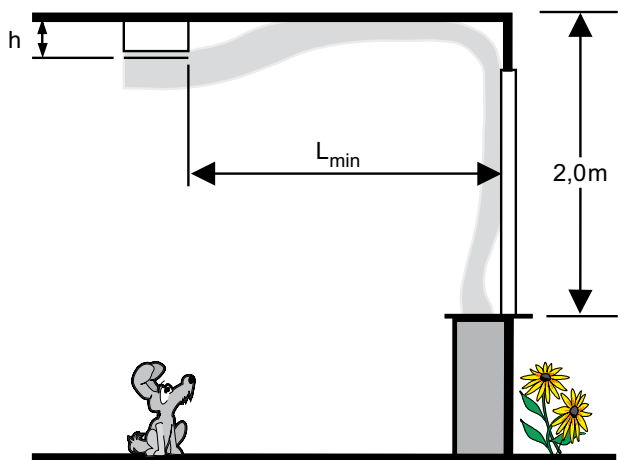
Przypadek 2: Nawiewnik ścienny, strumień skierowany w górę



Przypadek 3: Nawiewnik ścienny, strumień prosty



Przypadek 4: Nawiewnik w parapiecie



We wszystkich przypadkach, minimalna odległość L_{min} jest uzależniona od profilu wypływającego strumienia i temperatury nawiewanego powietrza. Na wielkość zakłócenia toru strumienia ma również wpływ kształt przeszkody. Przeszkody o zaokrąglonych krawędziach powodują mniejsze zakłócenia niż przeszkody o ostrych krawędziach.

Przy określaniu umiejscowienia nawiewników można posługiwać się następującymi wskazówkami:

Przypadek 1 i 2:

Przy temperaturze nawiewu niższej od temperatury w pomieszczeniu o 6°C można stosować zależność:

$$L_{min} \geq 25 \times h$$

Przy niższych temperaturach nawiewu, odległość L_{min} należy zwiększyć o 50%.

Przypadek 3:

Kratki powinny być zamontowane w odległości od sufitu $\geq 2 \times h$. Jeśli średnica hydrauliczna kratki jest większa od wartości $1.4 \times h$, to nie istnieje niebezpieczeństwo zakłócenia przez przeszkodę toru strumienia.

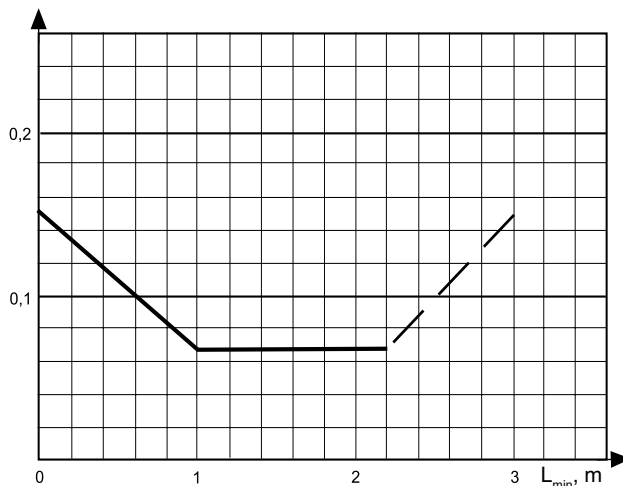
$$\frac{2ab}{a+b} > 1.4 \times h$$

a i b - wysokość i szerokość kratki

Przypadek 4:

W tym przypadku odległość L_{min} można ustalić w zależności od wysokości przeszkody z wykresu poniżej.

Wysokość przeszkody, m



Wykres 15. Wyznaczanie odległości L_{min} w zależności od wysokości przeszkody, dla nawiewnika umieszczonego w parapiecie.

Rys. 19. Różne przypadki umiejscowienia przeszkód na drodze strumienia.

Wentylacja mieszająca

Tabela poniżej przedstawia uproszczone zestawienie typowych własności nawiewników standardowych

| Typ nawiewnika | Cechy charakterystyczne |
|--|---|
| Nawiewnik dyszowy sufitowy | Duża elastyczność w nastawie kierunku i profilu wypływu powietrza. Możliwość otrzymania poziomych i pionowych strug wypływu powietrza. Możliwość nawiewu powietrza o niskiej temperaturze. Duża rozpiętość ilości powietrza bez tzw. efektu "opadu" powietrza. |
| Nawiewnik dyszowy ścienny | Duża elastyczność w nastawie kierunku i profilu wypływu powietrza. Możliwość ustawienia kierunku wypływu powietrza na boki lub tylko na wprost. Możliwość otrzymania krótkich lub długich strug wypływu powietrza. |
| Nawiewnik perforowany sufitowy | Możliwość nawiewu powietrza o niskiej temperaturze. Stałe pole wypływu powietrza. Montaż wpuszczany w płaszczyznę sufitu. Wydajność nawiewnika pomiędzy nawiewnikiem dyszowym i perforowanym. |
| Nawiewnik perforowany ścienny | Możliwość nawiewu powietrza o niskiej temperaturze. Stałe pole wypływu powietrza. Wydajność nawiewnika pomiędzy nawiewnikiem dyszowym i perforowanym. |
| Nawiewnik perforowany sufitowy | Możliwość nawiewu powietrza o relatywnie niskiej temperaturze (jednak nie mniejszej niż jak dla nawiewnika dyszowego). Krótkie długości strugi wypływającego powietrza ze względu na stratę ciśnienia dynamicznego spowodowanego perforacją. Możliwość otrzymania różnych kierunków wypływu powietrza poprzez zainstalowanie dodatkowego mechanizmu. Odpowiednie dla dużych ilości powietrza. |
| Nawiewnik perforowany ścienny | Możliwość nawiewu powietrza o relatywnie niskiej temperaturze (jednak nie mniejszej niż jak dla nawiewnika dyszowego). Krótkie długości strugi wypływającego powietrza ze względu na stratę ciśnienia dynamicznego, spowodowanego perforacją. Możliwość otrzymania różnych kierunków wypływu powietrza poprzez zainstalowanie dodatkowego mechanizmu. |
| Nawiewnik szczelinowy sufitowy (liniowy) | Ograniczona możliwość zmiany kierunków rozplywu powietrza. Długie strumienie wypływu powietrza, pomimo dużego efektu indukcji. |
| Nawiewnik szczelinowy (kołowy) | Wysoki efekt indukcji przy wąskich szpalach. Możliwość nawiewu powietrza o relatywnie niskiej temperaturze. Ograniczona możliwość zmiany kierunków rozplywu powietrza. |

Wentylacja wyporowa

Informacje ogólne

Na rysunku 20 przedstawiono zasadę funkcjonowania wentylacji wyporowej (wykorzystującej przepływ wyporowy). Powietrze o temperaturze niższej od temperatury w pomieszczeniu jest nawiewane z niską prędkością z poziomu podłogi. Powietrze rozprzestrzenia się równomiernie na powierzchni całego pomieszczenia, a po napotkaniu źródeł ciepła, (np. ludzi) ogrzewa się i unosi stopniowo do góry, tworząc formę kolumny termicznej.

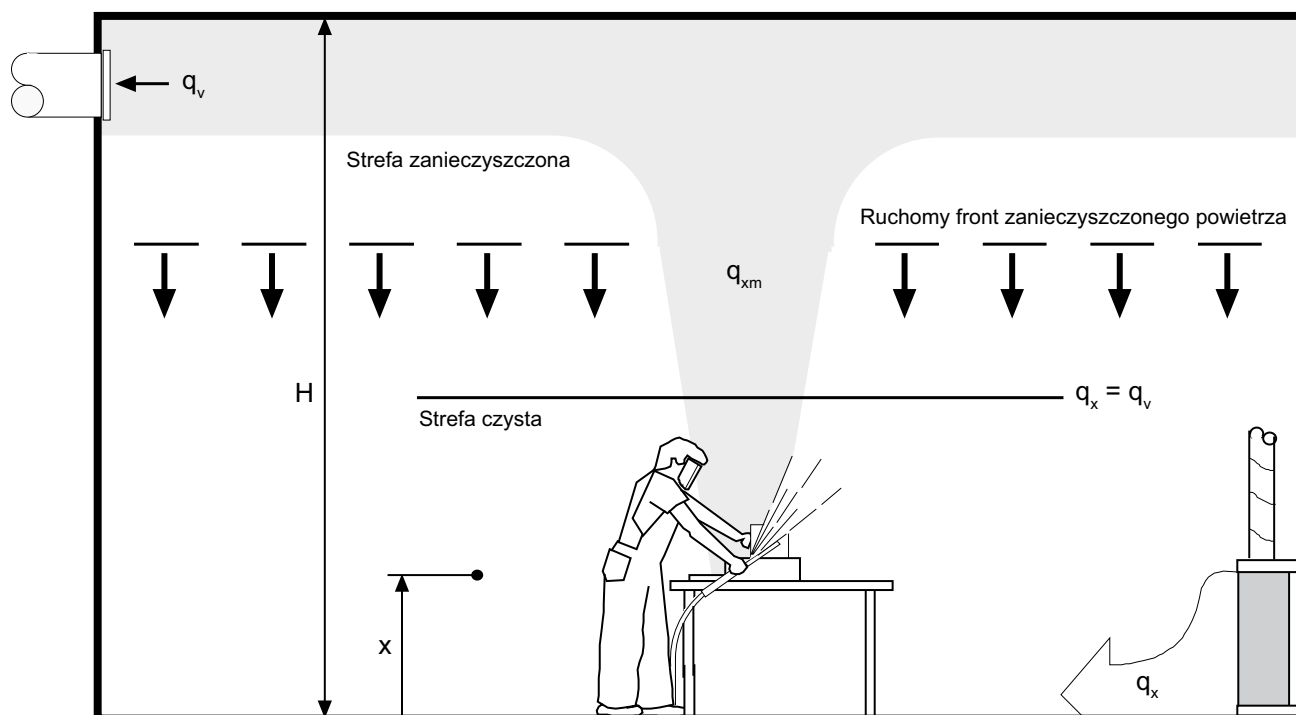
Wraz z ogrzonym powietrzem unoszone są wydzielające się w pomieszczeniu zanieczyszczenia.

Jeśli ilość zanieczyszczonego powietrza poruszającego się w kolumnie termicznej będzie większa od ilości powietrza usuwanego przez kratkę wyciągową umieszczoną pod sufitem, to jego część zostanie zawrócona, tworząc poruszający się w dół front zanieczyszczonego powietrza.

Czoło frontu ustabilizuje się na wysokości, na której ilość powietrza poruszającego się w kolumnie termicznej będzie równa ilości powietrza nawiewanego.

W pomieszczeniu utworzą się dwie strefy; górna strefa zanieczyszczonego, ciepłego powietrza i dolna strefa powietrza czystego. W pomieszczeniach wysokich dąży się, aby strefa czystego powietrza zaczynała się na jak największej wysokości, równej przynajmniej wzrostowi człowieka.

Ilość powietrza nawiewanego ustala się na podstawie wymogów higienicznych i odpowiednich wytycznych.



Rys. 20. Wentylacja wyporowa. Powietrze o temperaturze niższej od temperatury w pomieszczeniu jest nawiewane z niską prędkością na poziomie podłogi, gdzie rozprzestrzenia się na powierzchni całego pomieszczenia, a po napotkaniu źródeł ciepła unosi się do góry.

q_v = strumień powietrza nawiewanego l/s
 q_{xm} = konwekcyjny strumień zanieczyszczonego powietrza na wysokości x_m , l/s

Wentylacja wyporowa

Projektowanie

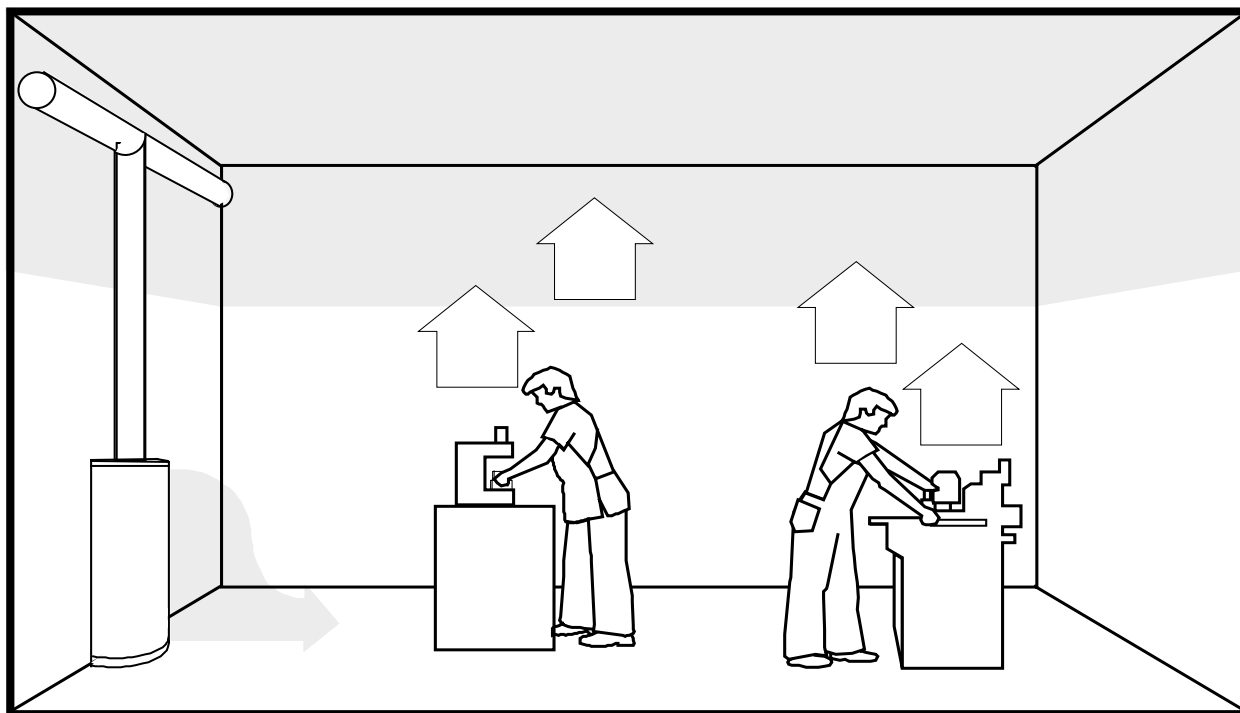
Przy wentylacji wyporowej powietrze nawiewane jest z bardzo małą prędkością, przez wielkopowierzchniowe nawiewniki. Dlatego na kształt profilu strumienia powietrza zasadniczy wpływ ma różnica gęstości powietrza nawiewanego i powietrza w pomieszczeniu, a nie jak w wypadku wentylacji mieszającej siła bezwładności, która jest proporcjonalna do kwadratu prędkości. Można powiedzieć, że profil strumienia regulowany jest poprzez temperaturę. Oznacza to, że przy projektowaniu wentylacji wyporowej należy wziąć pod uwagę inne aspekty niż w przypadku wentylacji mieszającej:

1. Analiza procesów w pomieszczeniu

- Rodzaj aktywności / przeznaczenie pomieszczenia
- Stopień aktywności
- Konwekcyjne ruchy powietrza
- Wymiary pomieszczenia
- Rozplanowanie pomieszczenia

2. Obliczenia

- Ilość powietrza nawiewanego
- Bilans cieplny
- Konwekcyjne strumienie powietrza
- Wynikowy poziom dźwięku
- Strefa oddziaływania strumienia



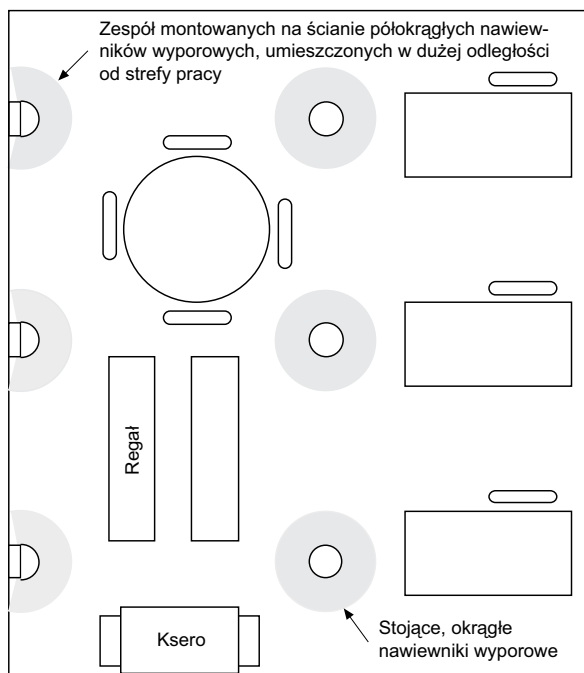
Rys. 21. Wentylacja wyporowa.

Wentylacja wyporowa

Analiza procesów w pomieszczeniu

- Rodzaj aktywności / przeznaczenie pomieszczenia
Zastosowanie wentylacji wyporowej w pomieszczeniach o dużym zanieczyszczeniu powietrza jest bardzo korzystne ze względu na to, że nawiewniki wyporowe posiadają bardzo niski współczynnik indukcji powietrza. Oznacza to, że wypływający z niską prędkością strumień powietrza nawiewanego nie będzie powodował unoszenia i cyrkulacji kurzu oraz pyłów.
- Stopień aktywności
W pomieszczeniach o wysokich wymagach komfortu bardzo istotne jest poprawne określenie stopnia aktywności przebywających osób i określenie na tej podstawie wartości parametrów komfortu.
- Konwekcyjne ruchy powietrza
Wielkość i rozmieszczenie dominujących strumieni konwekcyjnych ma decydujący wpływ na ruch powietrza w pomieszczeniu i skuteczność wentylacji. Dlatego warunkiem poprawnego zaprojektowania instalacji jest przeprowadzenie starannej i dokładnej analizy występujących w pomieszczeniu konwekcyjnych ruchów powietrza wywołanych przez maszyny, ludzi, nasłonecznienie itp.
- Wymiary pomieszczenia
Wysokość wentylowanego pomieszczenia ma duży wpływ na skuteczność wentylacji i sprawność wymiany powietrza. W pomieszczeniach wysokich, przestrzeń pod sufitem, w której gromadzi się zanieczyszczone powietrze jest znacznie większa niż w pomieszczeniach niskich.
- Rozplanowanie pomieszczenia / informacje ogólne
Ze względu na to, że rozmieszczenie źródeł ciepła ma decydujący wpływ na końcowy efekt działania wentylacji, konieczna jest znajomość ich rozlokowania w pomieszczeniu.
Przykładowo, przy projektowaniu wentylacji warsztatu konieczna jest dokładna analiza rozmieszczenia wszystkich maszyn.
W wypadku pomieszczeń komfortowych, do poprawnego rozmieszczenia nawiewników konieczna jest znajomość usytuowania i typu mebli. Przykłady poprawnego rozmieszczenia nawiewników pokazane są na rysunku z prawej.

- Rozplanowanie pomieszczenia / biura wieloosobowe
Nawiewniki należy umieszczać w miejscach, w których użytkownicy pomieszczeń nie przebywają w sposób ciągły lub w pobliżu możliwych do rozróżnienia "ciągów komunikacyjnych".
Do wentylacji biur wieloosobowych szczególnie przydatne są montowane na ścianach półokrągłe i płaskie nawiewniki wyporowe lub stojące na środku pomieszczenia okrągłe nawiewniki wyporowe.

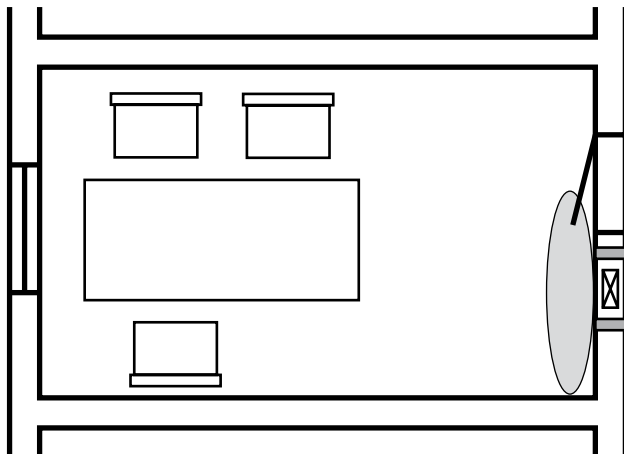


Rys. 22. Przykłady rozmieszczenia nawiewników wyporowych w biurze wieloosobowym.

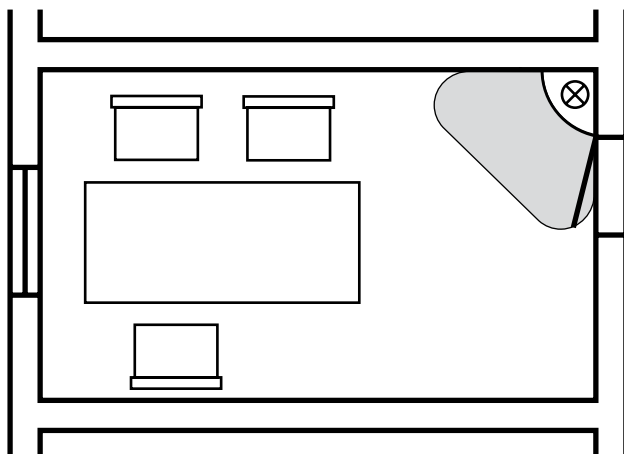
Wentylacja wyporowa

- Rozplanowanie pomieszczenia / biura indywidualne

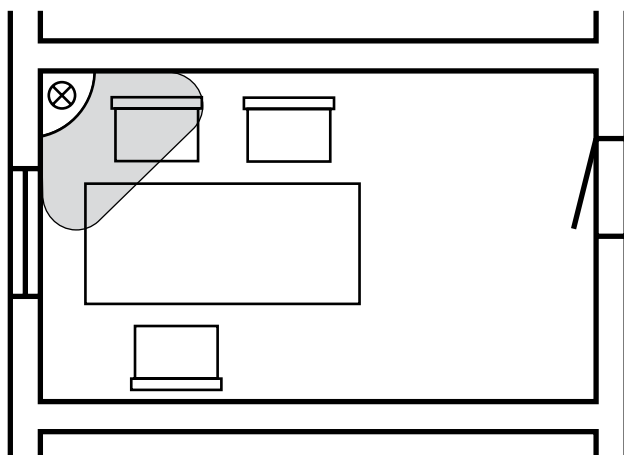
W wypadku typowych biur indywidualnych, długość pomieszczenia jest większa od jego szerokości. Nawiewnik powinno umieszczać się na ścianie oddzielającej biuro od korytarza. Pozwala to na zapewnienie odpowiedniej odległości pomiędzy nawiewnikiem, a osobą siedzącą przy biurku.



W wielu przypadkach nawiewnik można umieścić we wnęce ściennej przy drzwiach wejściowych. Zwykle przy ścianie, w której znajdują się drzwi wejściowe nie ustawia się mebli gdyż znajduje się tam włącznik oświetlenia.



Umieszczanie nawiewnika za drzwiami wejściowymi nie jest korzystne. Po otwarciu drzwi, strefa oddziaływania strumienia będzie zakłócona a prędkość powietrza płynącego wzdłuż ściany będzie zwiększona (w strefie, w której siedzą goście).



Jeśli nawiewnik znajduje się przy ścianie zewnętrznej, to powinien być umieszczony po stronie przeciwnej niż ta, przy której siedzi pracownik. Przebywający czasowo w biurze goście nie są w tak dużym stopniu wrażliwi na zwiększoną prędkość powietrza jak pracownik przebywający w biurze cały dzień.

Rys. 23. Przykłady rozmieszczenia nawiewników wyporowych w biurze indywidualnym.

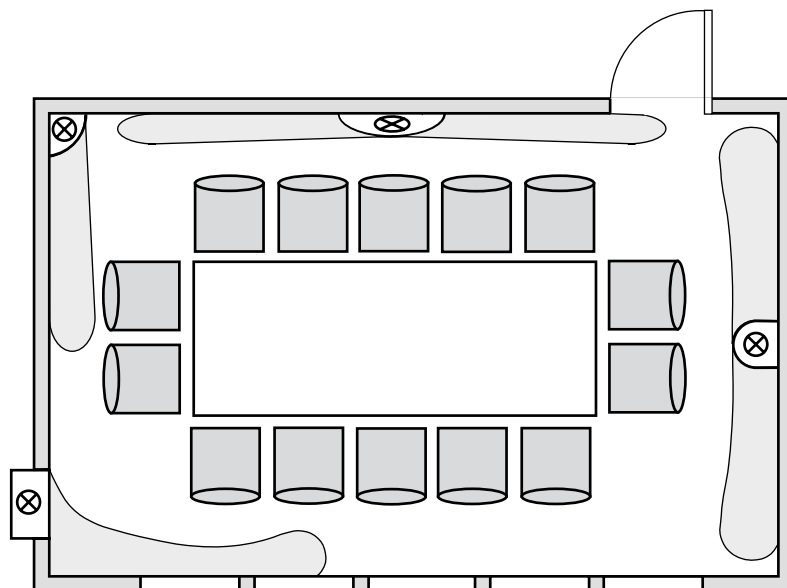
Wentylacja wyporowa

W każdej sytuacji bardziej korzystne jest rozwiązanie, które pozwala na zmianę profilu wypływającego strumienia i dopasowanie go do kształtu strefy przebywania ludzi.

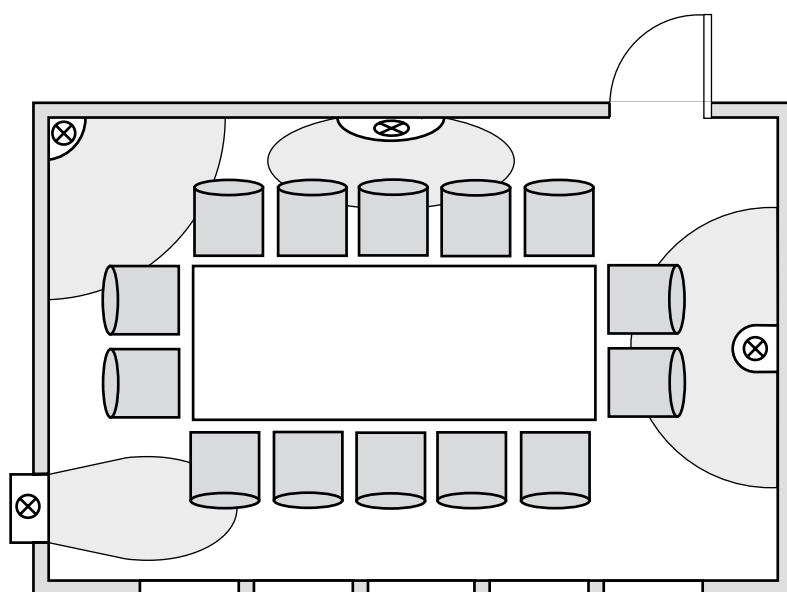
Rysunki poniżej ilustrują:

Rys. 24: Zespół nawiewników wyporowych, których strefa oddziaływania została dopasowana do rozmieszczenia mebli w pomieszczeniu.

Rys. 25: Zespół nawiewników wyporowych, których strefa oddziaływania nie została dopasowana do rozmieszczenia mebli w pomieszczeniu.



Rys. 24. Przykład poprawnego rozmieszczenia nawiewników i ukształtowania strefy oddziaływania strumieni.



Rys. 25. Przykład nieodpowiedniego ukształtowania strefy oddziaływania strumieni.

Wentylacja wyporowa

Obliczenia

- Ilość powietrza nawiewanego

W instalacjach przemysłowych, których zadaniem jest odprowadzenie wydzielających się w pomieszczeniu zanieczyszczeń gazowych, ilość powietrza nawiewanego oblicza się na podstawie ilości wydzielanych zanieczyszczeń \dot{m} (mg/s) i ich dopuszczalnej zawartości w powietrzu c_{to} (mg/m³).

Ilość powietrza nawiewanego q oblicza się ze wzoru:

$$q = \frac{\dot{m}}{c_{to}} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

Zależność ta jest słuszna przy założeniu, że w powietrzu nawiewanym nie znajdują się usuwane z pomieszczenia zanieczyszczenia gazowe. W innym razie ilość powietrza nawiewanego oblicza się z zależności:

$$q = \frac{\dot{m}}{c_{to} - c_t} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

gdzie: c_t - zawartość danego typu zanieczyszczeń gazowych w powietrzu nawiewanym (mg/m³).

W instalacjach zapewniających warunki komfortu przyjmuje się, że minimalny przepływ wynosi 0,35 l/s na m² powierzchni pomieszczenia. Jednak w pomieszczeniach biurowych ilość świeżego powietrza na jedną osobę nie powinna być niższa od 12 l/s.

- Bilans cieplny

Określenie wielkości zysków ciepła od źródeł wewnętrznych i zewnętrznych z uwzględnieniem akumulacji w przegrodach budowlanych pozwala na określenie obciążenia chłodniczego pomieszczenia.

Wielkość obciążenia chłodniczego razem z wymogami komfortu stanowią podstawę do wyboru odpowiedniego systemu nawiewu i rozprowadzenia powietrza.

Maksymalne wielkości zysków ciepła, które mogą być odebrane przy wyporowym przepływie powietrza podane są w tabeli 5.

- Konwekcyjne strumienie powietrza

Konwekcyjne przepływy powietrza wywołane przez różne źródła ciepła w obiektach przemysłowych nie muszą być uwzględniane, jeśli ilość powietrza nawiewanego została określona zgodnie ze wskazówkami podanymi powyżej. Również w przypadku obiektów komfortowych wpływ konwekcyjnych ruchów powietrza może być pominięty.

- Wynikowy poziom dźwięku

Nawiewniki wyporowe generują zwykle bardzo niski poziom dźwięku, jednak tłumienie przez nie hałasu powstającego w instalacji jest niewielkie. Dlatego konieczne jest przeprowadzenie starannych obliczeń akustycznych całej instalacji. Chłonność akustyczną pomieszczeń można obliczyć zgodnie ze wskazówkami podanymi w rozdziale "Akustyka".

- Strefa oddziaływania strumienia

W trakcie projektowania, należy bezwzględnie określić strefy oddziaływania strumieni nawiewników. W strefie oddziaływania nie powinny przebywać w sposób ciągły żadne osoby. O tym ograniczeniu należy szczególnie pamiętać w przypadku pomieszczeń o dużym zagęszczeniu osób. Nawiewnik dobiera się w pierwszej kolejności ze względu na kształt i zasięg strefy oddziaływania strumienia, a następnie ze względu na powodowany poziom dźwięku.



Rys. 26. Obliczenia.

Informacje ogólne

Nieprawidłowe wyregulowanie jest często przyczyną wadliwego działania instalacji wentylacyjnych lub klimatyzacyjnych. W wielu przypadkach przyczyną tego stanu rzeczy jest brak dostatecznej wiedzy na temat regulacji i pomiarów przepływu przez sieć kanałów.

Problem regulacji należy starannie przeanalizować już na etapie projektowania. Bardzo ważne jest wzięcie pod uwagę możliwości powstania zmian w trakcie montażu instalacji. Prawidłowe wymiarowanie przewodów instalacji prowadzące do wyrównania spadków ciśnienia w węzłach i zastosowanie przepustnic lub innych urządzeń regulacyjnych na gałęziach, pozwala w znacznym stopniu skrócić czas potrzebny na regulację sieci i zapewnić poprawny rozdział powietrza.

Pomiary

Według wymogów VVS AMA (Normy szwedzkie) względna odchyłka (uwzględniająca błąd pomiaru) pomiędzy rzeczywistym przepływem powietrza, a wartością obliczeniową nie może przekraczać 15%.

Przyrządy pomiarowe muszą być wzorcowane według zatwierdzonych metod z możliwie jak najmniejszym błędem.

Każdy pomiar obarczony jest błędem, na który składają się:

- Błąd przyrządu - oznaczony symbolem m_1 . Przyczyną jego powstawania może być tarcie występujące przy ruchu wewnętrznych elementów przyrządu lub błąd systematyczny powstający przy wzorcowaniu.
- Błąd metody - oznaczony symbolem m_2 . Może być on przykładowo spowodowany nieprawidłowym wyborem miejsca do pomiaru.
- Błąd odczytu - oznaczony symbolem m_3 . Przyczyną jego powstawania mogą być indywidualne cechy obserwatora dokonującego odczytu lub zbyt duża podziałka skali.

Znając wartości powyższych błędów, można zgodnie z wytycznymi VVS AMA określić prawdopodobną wartość błędu pomiaru \underline{m} :

$$\underline{m} = \sqrt{\frac{m_1^2}{1} + \frac{m_2^2}{2} + \frac{m_3^2}{3}} \quad \%$$

Pomiary przepływów w kanałach

Istnieją trzy podstawowe metody pomiaru natężenia przepływu powietrza w kanałach wentylacyjnych:

- A1 - pomiar za pomocą rurki Prandtla lub rurki Pitota
- A2 - pomiar za pomocą przyrządów zamontowanych na stałe (zwięzki, dysze pomiarowe, inne)
- A3 - pomiar za pomocą gazów śladowych

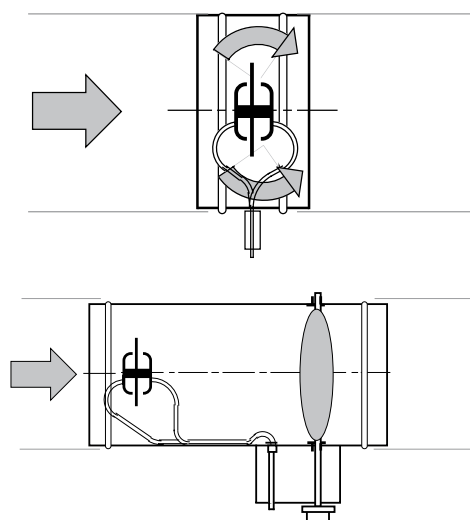
| Metoda | Oznaczenie | Błąd metody m_2 |
|---|------------|-------------------|
| Pomiar rurką Pitota lub Prandtla wprowadzoną do kanału: O przekroju okrągłym | A1 A11 | 4-7% |
| O przekroju prostokątnym | A12 | 4-7% |
| Pomiar przyrządami zamontowanymi na stałe | A2 | 5-10% |
| Metoda gazów śladowych | A3 | 5-10% |

Tabela 6. Metody pomiaru natężenia przepływu w kanałach wentylacyjnych.

W celu zwiększenia dokładności pomiaru i zmniejszenia czasu potrzebnego do jego wykonania, Swegon zaleca stosować we wszystkich przypadkach, w których jest to możliwe pomiar przyrządami zamontowanymi na stałe (metoda A2). Swegon produkuje różne typy przyrządów pomiarowych. Najbardziej popularnym z nich jest, przeznaczony do montażu w kanałach przyrząd CIMA.

W ofercie Swegon znajduje się również przyrząd pomiarowo-regulacyjny CRMa, w którym funkcja pomiarowa została połączona z przepustnicą pozwalającą na regulację natężenia przepływu.

Przepływ powietrza określa się z charakterystyki pomiarowej (MIS) na podstawie spadku ciśnienia powietrza.



Rys. 27. Przyrządy pomiarowe Swegon.

Regulacja

Pomiar przepływu przez kratki nawiewne

Do pomiaru wielkości przepływu przez kratki nawiewne zaleca się stosować jedną z trzech poniższych metod.

| Metoda | Oznaczenie | Błąd metody |
|--|------------|-------------|
| Pomiar spadku ciśnienia przyrządami montowanymi na stałe | C2 | 5% |
| Metoda napełniania worka | C5 | 3% |
| Pomiar za pomocą konwencjonalnych anemometrów z przedłużonym rękawem | C3 | 5% |

Tabela 7: Metody pomiaru natężenia przepływu przez kratki nawiewne.

Nawiewniki produkowane przez Swegon wyposażone są w przyrządy pomiarowe zamontowane na stałe (metoda C2). Przyrząd pomiarowy jest umieszczony bezpośrednio w nawiewniku lub w wielofunkcyjnej skrzynce rozprężnej, która stanowi wyposażenie dodatkowe. Wielkość przepływu odczytuje się z charakterystyki pomiarowej na podstawie zmierzonego spadku ciśnienia. W zależności od typu skrzynki rozprężnej lub nawiewnika, mogą być zainstalowane jeden lub dwa przyrządy pomiarowe.

Skrzynki rozprężne wyposażone są w wymiwalną przepustnicę regulacyjną, do której zapewniony jest łatwy dostęp z pomieszczenia. Konstrukcja skrzynki zapewnia efektywne tłumienie hałasu i równomierny napływ powietrza na kratkę, co z kolei zapewnia równomierny profil wypływającego strumienia.



Rys. 28. Przykład nawiewnika ze skrzynką rozprężną, wyposażoną w przepustnicę regulacyjną.

Współczynnik proporcjonalności

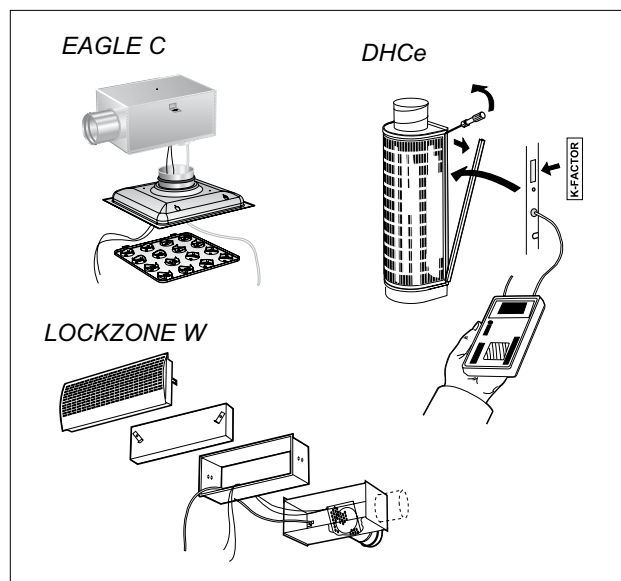
Dla każdego nawiewnika lub skrzynki rozprężnej określony został współczynnik proporcjonalności k pozwalający określić przepływ powietrza na podstawie zmierzonego spadku ciśnienia:

$$q = k \times \sqrt{\Delta p_i} \quad \text{l/s}$$

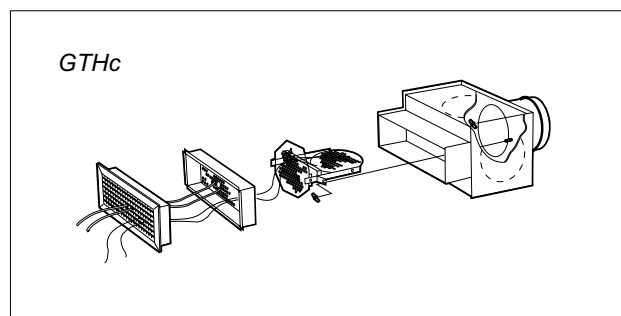
gdzie q = przepływ powietrza, l/s
 k = współczynnik proporcjonalności
 Δp_i = zmierzony spadek ciśnienia, Pa

Przykłady nawiewników z jednym lub dwoma przyrządami pomiarowymi

Jeden przyrząd pomiarowy



Dwa przyrządy pomiarowe



Regulacja

W celu uproszczenia procedury regulacji, przyrządy pomiarowe w nawiewnikach lub skrzynkach rozprężnych wyposażone są w przedłużone plastikowe przewody impulsowe. Położenie przepustnic regulacyjnych ustala się za pomocą cięgień nastawczych (białe cięgno otwiera a brązowe zamyka przepustnice). Dzięki takiemu rozwiązaniu regulację nawiewnika czyli ustawienie właściwego poziomu przepływu powietrza można wykonać bez demontowania kaset sufitu podwieszanego.



Zdjęcie 1. Regulacja nawiewnika waporowego.

Dobór nawiewników o bardzo niskim poziomie dźwięku lub o krótkim zasięgu prowadzi do małych oporów przepływu powietrza przez nawiewnik. Może to spowodować problemy z pomiarem spadku ciśnienia, a co za tym idzie z regulacją natężenia przepływu. Dlatego przy opisie każdej kratki w punkcie "WSTĘPNY DOBÓR" i na charakterystykach podana jest wartość przepływu minimalnego, przy którym występuje spadek ciśnienia umożliwiający regulację.



Zdjęcie 2. Regulacja nawiewnika sufitowego za pomocą cięgień nastawczych i manometru podłączonego do przewodów impulsowych. Cięgna nastawcze przepustnicy i przewody impulsowe wyprowadza się na zewnątrz przez szczelinę nawiewną. Dzięki temu regulację wykonuje się z kratką założoną na skrzynkę rozprężną. Metoda ta zapewnia niskie błędy pomiaru. W trakcie regulacji nie ma potrzeby demontowania kaset sufitu podwieszanego.

Informacje ogólne

Wypadkowy poziom dźwięku w pomieszczeniu można obliczyć za pomocą opracowanego przez Swegon programu komputerowego "Pro Ac" lub ręcznie posługując się tabelami i wykresami zamieszczonymi w tym rozdziale.

Wymagania akustyczne stawiane instalacjom wentylacyjnym określane są zwykle wartością dopuszczalnego poziomu dźwięku w pomieszczeniach, podanym w dB(A). Poziom dźwięku, to ważony filtrem A poziom ciśnienia akustycznego, będący obiektywnym pomiarowym przybliżeniem odczuwalnego dla ucha ludzkiego poziomu głośności.

W niektórych przypadkach wymagania akustyczne określone są za pomocą krzywych granicznych NR.

W tabeli obok podano znormalizowane wymogi poziomu dźwięku w różnych typach pomieszczeń.

Kanały wentylacyjne nie są jedyną drogą rozchodzenia się hałasu. W wielu przypadkach hałas przenosi się na konstrukcję budynku poprzez nieodpowiednio zaizolowane wibroakustycznie podstawy wentylatorów i podwieszenia kanałów.

Przy obliczaniu poziomu mocy akustycznej po wypływie z kratki wentylacyjnej (L_w) należy zawsze wziąć pod uwagę poziom mocy akustycznej powodowanej przez elementy instalacji takie jak wentylatory, przepustnice, urządzenia regulacyjne, kolana oraz poziom mocy akustycznej powodowanej przez kratki wentylacyjne. W obliczeniach należy uwzględnić tłumienie dźwięku w prostych odcinkach kanału, w kształtkach wentylacyjnych, na zakończeniu kanału oraz w skrzynkach rozprężnych i kratkach wentylacyjnych.

Poziom dźwięku w dowolnym punkcie pomieszczenia (L_p) określa się na podstawie poziomu mocy akustycznej po wypływie z kratki, chłonności akustycznej pomieszczenia, wartości współczynnika kierunkowego i odległości słuchacza od źródła dźwięku.

| Rodzaj budynku | Rodzaj pomieszczenia | Dopuszczalny poziom dźwięku w dB(A) w klasach komfortu | |
|----------------|----------------------|--|-----|
| | | NQ1 | NQ2 |
| Mieszkania | Pokój dzienny | 30 | 30 |
| | Sypialnia | 30 | 30 |
| | Kuchnia | 35 | 35 |
| | Łazienka | 40 | 40 |
| | Toaleta | 40 | 40 |
| Biura | Biura | 30 | 30 |
| | Sale konferencyjne | 35 | 35 |
| Szkoły | Klasy szkolne | 30 | 35 |
| | Stołówki | 30 | 35 |
| | Świetlice | 30 | 35 |
| Hotele | Pokoje | 30 | 35 |
| | Korytarze | 35 | 40 |
| | Restauracje | 35 | 40 |
| Sklepy | Sklepy | 40 | 45 |
| Szpitale | Sale chorych | 25 | 30 |
| | Korytarz | 30 | 35 |
| | Toalety | 40 | 40 |

Tabela 8. Dopuszczalne poziomy dźwięku występujące w sposób długotrwały w różnych typach pomieszczeń. Według wytycznych R1 "Indoor Climate Institute".

| Powstawanie hałasu | Tłumienie hałasu |
|--|--|
| Wentylatory | Komory tłoczne i ssawne |
| Przepustnice Regulatory VAV Regulatory stałego przepływu | Tłumiki akustyczne Kanały wyłożone od wewnątrz materiałem dźwiękochłonnym |
| Kratki nawiewne Kratki wyciągowe Kolana przy prędkości powietrza > 7 m/s | Rozgałęzienia kanałów Skrzynki rozprężne Tłumienie na zakończeniu kanału Chłonność akustyczna pomieszczenia |

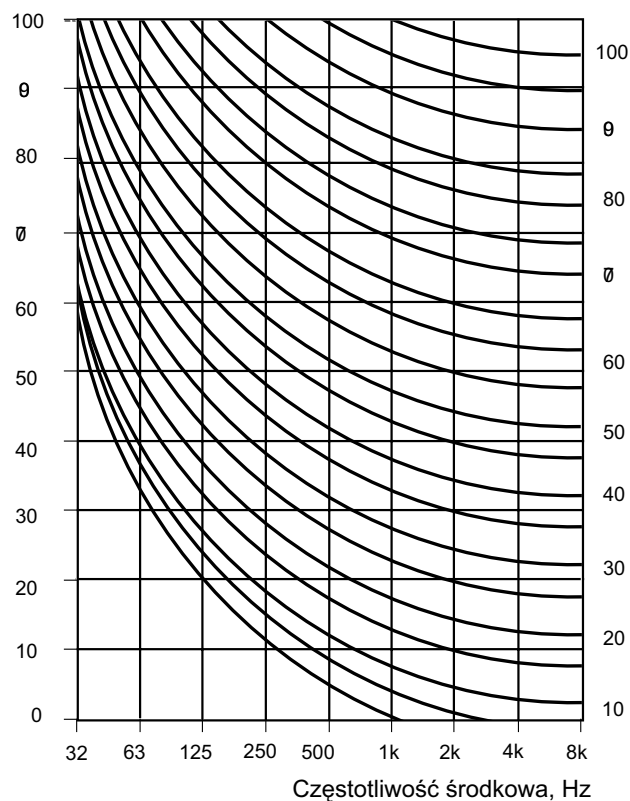
Tabela 9. Zestawienie elementów powodujących powstawanie i tłumienie hałasu.

Akustyka

W celu dokonania oceny uciążliwości hałasu powodowanego przez instalacje należy porównać poziom ciśnienia akustycznego w dB w poszczególnych pasmach oktaowych z odpowiednimi krzywymi granicznymi NR lub ważony poziom ciśnienia akustycznego w dB(A) z wartością dopuszczalną. W Polsce dopuszczalne wartości poziomu dźwięku w dB(A) podaje norma PN-87/B-02151/02.

Bezpośrednie porównanie wartości w dB(A) z wartościami krzywych granicznych NR nie jest możliwe. Zwykle jednak wartość w dB(A) jest o 5 - 8 jednostek większa niż wartość krzywej NR. Różnica jest zależna od rozkładu poziomu ciśnienia w poszczególnych pasmach częstotliwości.

Poziom ciśnienia akustycznego L_p , dB



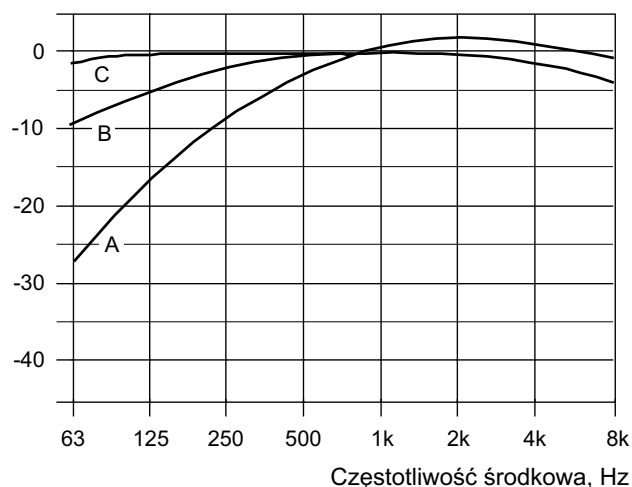
Wyk. 16. Krzywe graniczne NR.

| Pasmo oktaowe nr | Częstotliwość środkowa Hz | Częstotliwości ograniczające Hz | Długość fali m |
|------------------|---------------------------|---------------------------------|----------------|
| 2 | 125 | 88-177 | 2.720 |
| 3 | 250 | 177-354 | 1.360 |
| 4 | 500 | 354-707 | 0.680 |
| 5 | 1000 | 707-1410 | 0.340 |
| 6 | 2000 | 1410-2830 | 0.170 |
| 7 | 4000 | 2830-5660 | 0.085 |
| 8 | 8000 | 5660-11300 | 0.043 |

Tabela 10. Zalecane zgodnie z ISO pasma oktaowe.

| Częstotliwość środkowa Hz | Filtr A (dB) | Filtr B (dB) | Filtr C (dB) |
|---------------------------|--------------|--------------|--------------|
| 125 | -16.1 | -4.2 | -0.2 |
| 250 | -9.6 | -1.3 | 0 |
| 500 | -3.2 | -0.3 | 0 |
| 1000 | 0 | 0 | 0 |
| 2000 | +1.2 | -0.1 | -0.2 |
| 4000 | +1.0 | -0.7 | -0.8 |
| 8000 | -1.1 | -2.9 | -3.0 |
| 16000 | -6.6 | -8.4 | -8.5 |

Tabela 11. Filtry korygujące zmierzony poziom dźwięku



Wyk. 17. Krzywe oceny (filtry) A, B, C

Aby przeliczyć poziom ciśnienia akustycznego w dB w poszczególnych pasmach częstotliwości na poziom dźwięku w dB(A), należy skorygować poziomy ciśnienia akustycznego w poszczególnych pasmach filtrem A, a następnie zsumować je logarytmicznie. Patrz tabela 12.

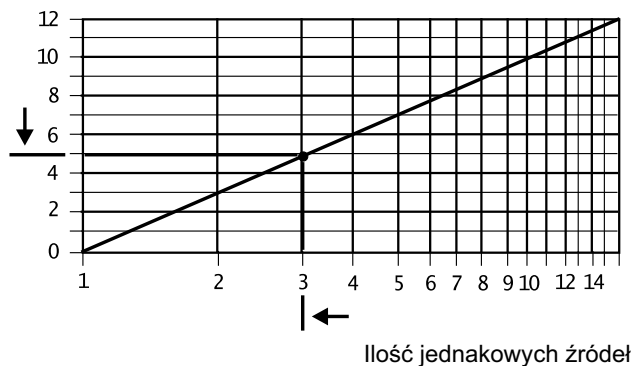
| Częstotliwość środkowa | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 |
|--|----------|------|------|------|------|------|
| Poziom ciśnienia akustycznego | 45 | 40 | 36 | 37 | 34 | 25 |
| Filtr A | -16,1 | -8,6 | -3,2 | 0 | +1,2 | +1 |
| L_A | 28,9 | 31,4 | 32,8 | 37 | 35,1 | 26 |
| $10^{0,1L_A}$ | 776 | 1380 | 1906 | 5012 | 3236 | 398 |
| Poziom dźwięku $10 \cdot \text{Log}(\sum 10^{0,1L_A})$ | 41 dB(A) | | | | | |

Tabela 12. Przeliczenie poziomu ciśnienia akustycznego w poszczególnych pasmach na poziom dźwięku.

Sumowanie poziomów dźwięku

Wszystkie źródła dźwięku w pomieszczeniu należy sumować logarymicznie. Wykresy poniżej służą do sumowania źródeł o jednakowym lub różnym poziomie dźwięku.

Przyrost poziomu, dB

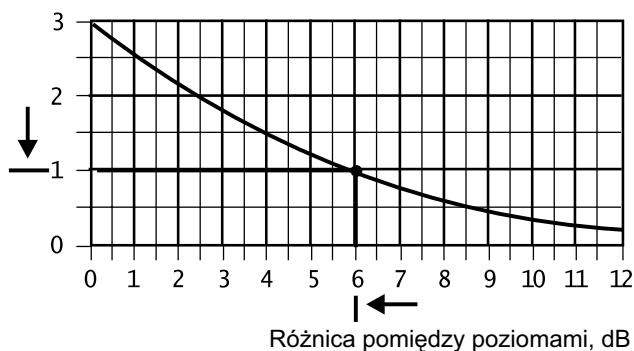


Wyk. 18. Wykres dodawania źródeł o tym samym poziomie dźwięku

Przykład:

W pomieszczeniu znajdują się 3 kratki wyciągowe o jednakowym poziomie dźwięku 25 dB(A). Powodowany przez nie poziom dźwięku wynosi: $25 + 5 = 30$ dB(A).

Przyrost dodawany do wyższego poziomu, dB

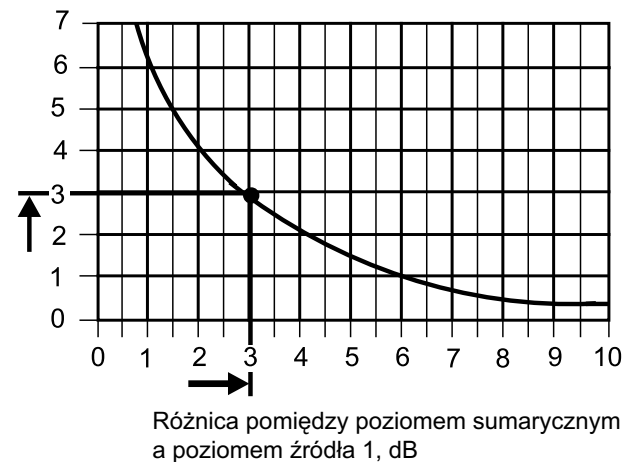


Wyk. 19. Wykres dodawania dwóch źródeł o różnym poziomie dźwięku

Przykład:

W pomieszczeniu znajdują się dwa nawiewniki o poziomach dźwięku 30 dB(A) i 36 dB(A). Różnica poziomów w tym wypadku wynosi 6 dB(A). Z wykresu otrzymujemy, że suma logarymiczna 30 dB(A) i 36 dB(A) wynosi 37 dB(A).

Różnica pomiędzy poziomem sumarycznym a poziomem źródła 2, dB



Wyk. 20. Wykres odejmowania dwóch źródeł o różnym poziomie dźwięku

Przykład:

W pomieszczeniu z instalacją nawiewną i wyciągową całkowity poziom dźwięku wynosi 35 dB(A). Instalacja nawiewna wywołuje 32 dB(A). Różnica ($35 - 32$) wynosi 3 dB(A) co oznacza, że poziom dźwięku powodowany przez instalację wyciągową wynosi $35 - 3 = 32$ dB(A).

Wiadomości podstawowe

Wzór na dodawanie lub odejmowanie logarymiczne (odejmowanie po zmianie znaku).

$$L_{\text{A tot}} = 10 \cdot \text{Log} (10^{(L_{A1}/10)} + 10^{(L_{A2}/10)} + \dots)$$

Chłonność akustyczna pomieszczenia

Kubatura pomieszczenia, materiały z jakich wykonane są powierzchnie przegród i architektura wnętrza mają znaczący wpływ na poziom dźwięku w pomieszczeniu. Podane w tabeli obok średnie wartości współczynnika pochłaniania dźwięku α_m oraz wykres poniżej pozwalają określić chłonność akustyczną pomieszczenia (A). Ogólny wzór na chłonność akustyczną pomieszczenia ma postać:

$$A = \frac{S \times \alpha_m}{1 - \alpha_m} \quad \text{m}^2$$

gdzie: $S \times \alpha_m = S_1 \times \alpha_1 + S_2 \times \alpha_2 + \dots + S_n \times \alpha_n$
 S = całkowita powierzchnia przegród, m^2
 $S_1 \dots S_n$ = powierzchnie poszczególnych przegród, m^2
 $\alpha_1 \dots \alpha_n$ = współczynniki pochłaniania dźwięku poszczególnych przegród
 α_m = średni współczynnik pochłaniania dźwięku

Przykład:

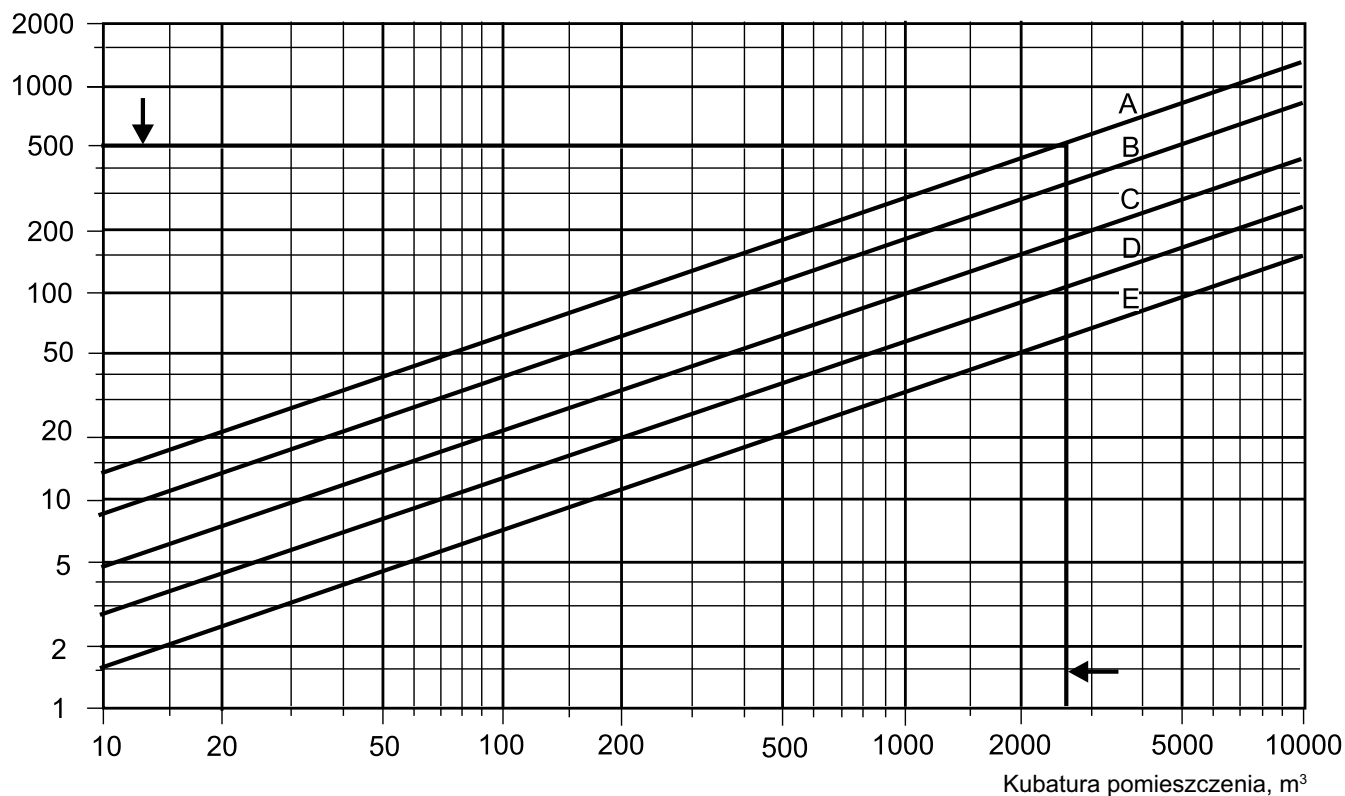
Sklep odzieżowy o wymiarach 20 x 30 x 4,5 m i kubaturze 2700 m^3 posiada średni współczynnik pochłaniania dźwięku $\alpha_m = 0,40$. Z wykresu odczytujemy, że jego chłonność akustyczna wynosi 500 m^2 (sabin).

| Rodzaj pomieszczenia | α_m |
|---|-------------|
| Studia radiowe, studia nagrań studia TV, | 0,30 - 0,45 |
| Domy towarowe, czytelnie | 0,15 - 0,25 |
| Mieszkania, pokoje hotelowe, biura, sale konferencyjne, teatry | 0,10 - 0,15 |
| Szkoły, szpitale, małe kościoły | 0,05 - 0,10 |
| Hale fabryczne, pływalnie, duże kościoły | 0,03 - 0,05 |

Tabela 13. Wartości średniego współczynnika pochłaniania dźwięku α_m dla różnych typów pomieszczeń.

| | |
|----------------------------------|-------------------|
| A Pomieszczenia mocno wytlumione | $\alpha_m = 0,40$ |
| B Pomieszczenia wytlumione | $\alpha_m = 0,25$ |
| C Pomieszczenia normalne | $\alpha_m = 0,15$ |
| D Pomieszczenia z pogłosem | $\alpha_m = 0,10$ |
| E Pomieszczenia z dużym pogłosem | $\alpha_m = 0,05$ |

Chłonność akustyczna pomieszczenia A, m^2 (sabin)



Wyk. 21. Określanie chłonności akustycznej pomieszczenia

Akustyka

Różnica między poziomem mocy akustycznej a poziomem ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu

Różnicę pomiędzy poziomem mocy akustycznej (L_w) po wypływie z kratki, a poziomem ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu (L_p) jako funkcję chłonności akustycznej pomieszczenia (A), odległości od źródła dźwięku (r) i współczynnika kierunkowego (Q) oblicza się ze wzoru:

$$L_p - L_w = 10 \times \text{Log} \left(\frac{Q}{4 \pi r^2} + \frac{4}{A} \right) \text{ dB}$$

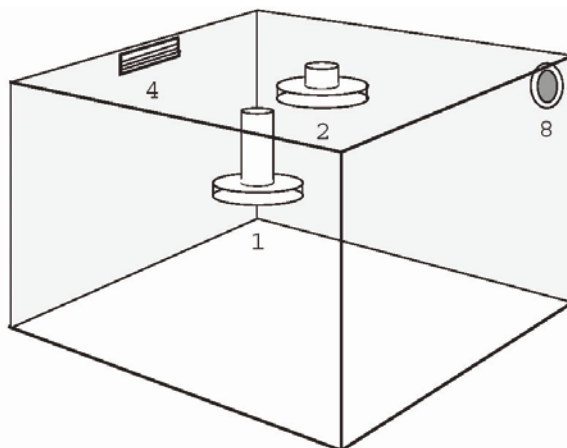
gdzie: Q = współczynnik kierunkowy
 r = odległość od źródła dźwięku, m
 A = chłonność akustyczna pomieszczenia, m²

Wykres poniżej przedstawia graficzne rozwiązanie równania.

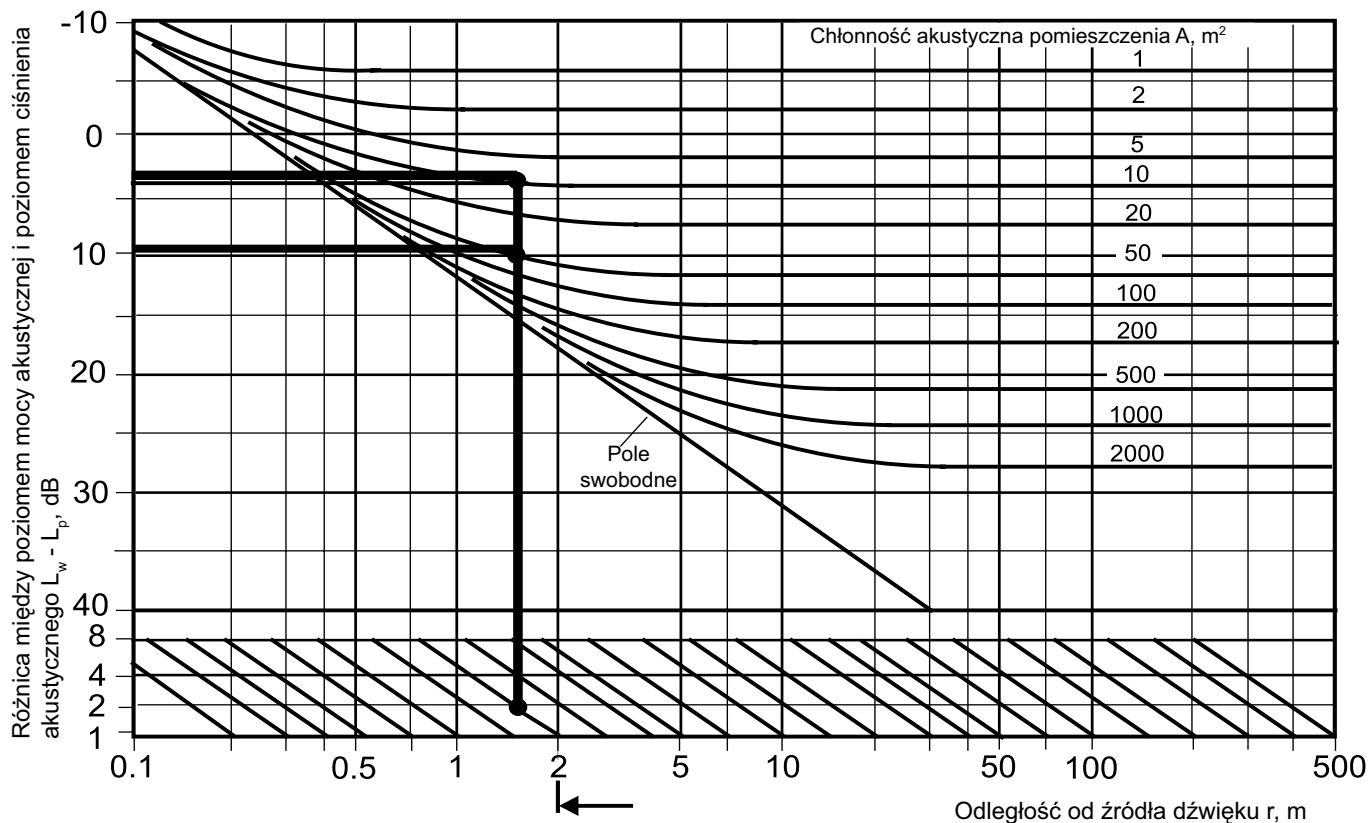
Przykład:

Nawiewnik sufitowy ($Q = 2$) w pomieszczeniu o chłonności akustycznej 50 m² oddalony jest od strefy przebywania ludzi o 2 m. Z danych producenta wynika, że przy założeniu tłumienia o 4 dB przez pomieszczenie wywołuje on poziom dźwięku 43 dB(A). Z wykresu odczytujemy, że różnica pomiędzy L_w i L_p wynosi 10 dB. Różnicę tą zmniejszamy o zawartą już w danych producenta wartość 4 dB. Stąd poziom dźwięku w odległości 2 m od nawiewnika będzie wynosił 43 - (10 - 4) = 37 dB(A).

$Q = 1$ Środek pomieszczenia
 $Q = 2$ Na ścianie lub na suficie
 $Q = 4$ Na ścianie pod sufitem
 $Q = 8$ W rogu pomieszczenia



Rys. 31. Wartość współczynnika kierunkowego Q w zależności od usytuowania kratki wentylacyjnej.



Wyk. 22. Określanie różnicy pomiędzy poziomem mocy akustycznej i poziomem ciśnienia akustycznego.

Akustyka

Tłumienie dźwięku na zakończeniu kanału

Część dźwięku przenoszonego kanałem wpadającym do pomieszczenia ulega odbiciu na jego zakończeniu, powodując obniżenie poziomu dźwięku.

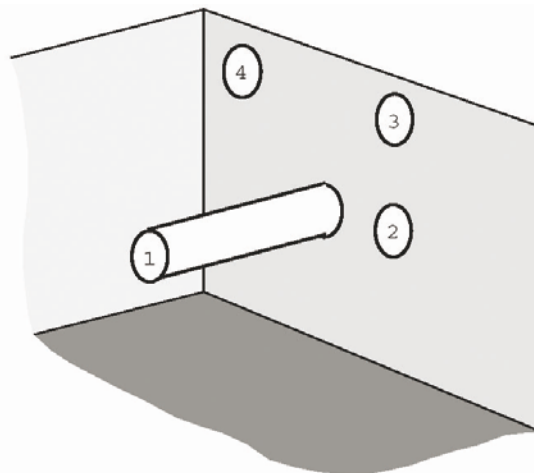
W "Danych akustycznych" przy opisie każdej kratki wentylacyjnej podana jest wielkość "Tłumienia dźwięku (ΔL)" w rozbiu na poszczególne pasma częstotliwości. Wielkość ta uwzględnia tłumienie spowodowane odbiciem na zakończeniu kanału.

Wykres poniżej pozwala określić wielkość tłumienia dźwięku spowodowanego odbiciem na zakończeniu nieuzbrojonego kanału.

Przykład:

Wylot kanału o przekroju prostokątnym umieszczony jest na ścianie pod sufitem ($Q = 3$). Powierzchnia przekroju wylotu wynosi $0,15 \text{ m}^2$. Z wykresu odczytujemy wielkość tłumienia spowodowaną odbiciem na zakończeniu kanału.

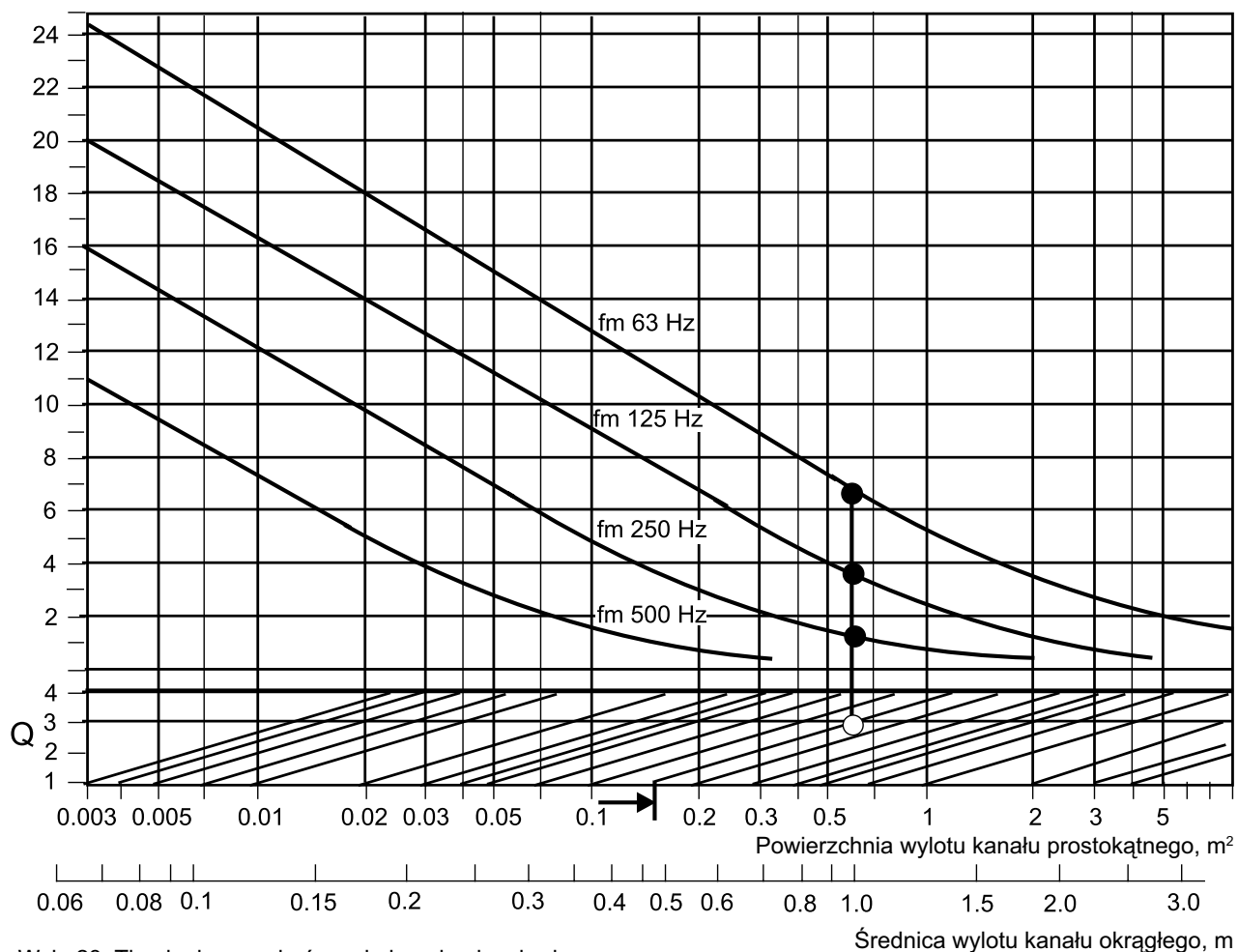
- Q 1 = Środek pomieszczenia
- Q 2 = Na ścianie lub suficie
- Q 3 = Na ścianie pod sufitem
- Q 4 = W rogu pomieszczenia



Rys. 32. Usytuowanie zakończenia kanału.

| Częstotliwość środkowa, Hz | 63 | 125 | 250 | 500 |
|----------------------------|----|-----|-----|-----|
| Tłumienie dźwięku, dB | 7 | 4 | 1 | 0 |

Tłumienie dźwięku ΔL , dB



Wyk. 23. Tłumienie na zakończeniu kanału nieuzbrojonego.

Akustyka

Przenoszenie dźwięku przez ściany kanału

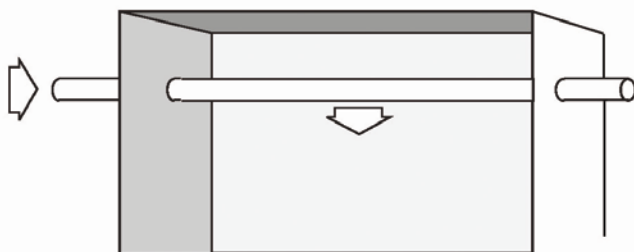
Część dźwięku rozchodzącego się kanałem wentylacyjnym, który przechodzi przez pomieszczenie, zostanie przeniesiona przez ściany kanału do pomieszczenia. Poziom mocy akustycznej przeniesionego dźwięku można w sposób przybliżony określić z zależności:

$$L_{wt} = L_w - R + 10 \times \text{Log} \frac{S}{F} \quad \text{dB}$$

wzór jest słuszny gdy: $R > 10 \times \text{Log} \frac{S}{F}$

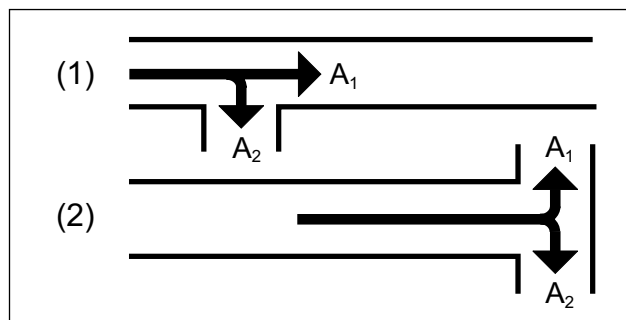
w innym razie: $L_{wt} = L_w - 3 \text{ dB}$

gdzie: L_w = poziom mocy akustycznej w kanale, dB
 L_{wt} = poziom mocy akustycznej przeniesionego do pomieszczenia dźwięku, dB
 R = izolacyjność dźwiękowa kanału, dB
 S = powierzchnia boczna kanału ograniczona przez przegrody pomieszczenia, m²
 F = pole przekroju kanału, m²
 R_m = średnia izolacyjność dźwiękowa kanału, dB



| Średnica ØD - ØD (mm) | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
|-----------------------------|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| 60 -160 | 9 | 14 | 17 | 21 | 24 | 29 | 33 |
| 200-315 | 11 | 16 | 19 | 23 | 26 | 31 | 35 |
| 400-800 | 14 | 19 | 22 | 26 | 29 | 34 | 39 |
| 1000-1200 | 15 | 20 | 21 | 27 | 30 | 35 | 40 |

Tabela 15. Izolacyjność dźwiękowa kanału (R) o przekroju okrągłym.



Rys. 33. Rozchodzenie się dźwięku w rozgałęzieniach kanału.

Przykład:

Kanał Ø250 podłączony do wentylatora przechodzi przez pomieszczenie na długości 3 m. Całkowity poziom mocy akustycznej w kanale (wentylator) $L_{wtot} = 75 \text{ dB}$. Poziom mocy akustycznej w poszczególnych pasmach częstotliwości: $L_w = L_{wtot} + K_{ok}$, dB. (K_{ok} przyjęto wg danych producenta).
 Tłumienie dźwięku przez pomieszczenie = 4 dB.
 $F = \pi \times 0.25^2/4 = 0,0491 \text{ m}^2$; $S = \pi \times 0.25 \times 3 = 2,356 \text{ m}^2$.

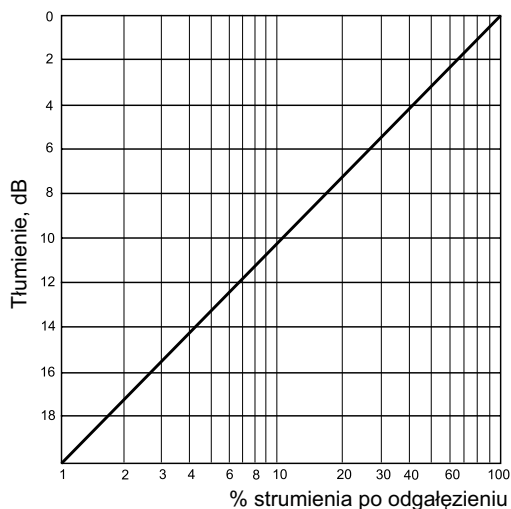
| | Częstotliwość środkowa, Hz | | | | |
|-------------------------|----------------------------|-----|-----|------|------|
| | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 |
| L_{wtot} w kanale | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 |
| + K_{Ok} | -2 | -6 | -13 | -18 | -21 |
| Σ | 73 | 69 | 62 | 57 | 54 |
| $L_{wt} - L_w$ wg wzoru | -3 | -3 | -2 | -6 | -9 |
| Σ | 70 | 66 | 60 | 51 | 45 |
| Filtr A | -16 | -9 | -3 | 0 | +1 |
| Σ | 54 | 57 | 57 | 51 | 46 |

| | |
|---|----|
| Dodając logarytmicznie poziomy Σ otrzymujemy L_{wtot} w pomieszczeniu, dB(A) | 61 |
| Tłumienie przez pomieszczenie, dB | -4 |
| Poziom dźwięku w pomieszczeniu, dB(A) | 57 |

Tłumienie dźwięku w rozgałęzieniach kanału

W rozgałęzieniach kanału, poziom mocy akustycznej dzieli się proporcjonalnie do stosunku pola powierzchni przekroju poszczególnych kanałów t.j. A_1/A_2 (patrz rys. 33).

W przypadkach gdy prędkość powietrza w poszczególnych kanałach jest porównywalna, poziom mocy dzieli się w tych samych proporcjach co ilości transportowanego powietrza. Przykładowo, w rozgałęzieniu transportującym 10% powietrza, hałas zostanie zredukowany do 10% poziomu przed rozgałęzieniem.



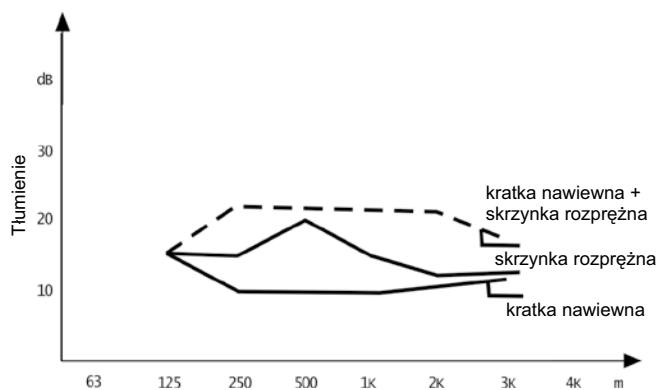
Wyk. 24. Określanie tłumienia w rozgałęzieniach, w zależności od stosunku procentowego, wielkości strumienia po i przed odgałęzieniem.

Tłumienie dźwięku w kratkach wentylacyjnych

Na efekt tłumienia dźwięku w kratkach wentylacyjnych składa się tłumienie spowodowane odbiciem fali dźwiękowej oraz absorpcja dźwięku. Obliczenie tych wielkości jest w praktyce niemożliwe, dlatego należy opierać się na określonych doświadczalnie danych producenta, które ujmuje wymienione rodzaje tłumienia.

W przypadku krutek o prostej budowie, odbicie dźwięku na zakończeniu kanału ma decydujący wpływ na wielkość tłumienia i w razie braku danych producenta może być przyjmowane jak dla nieuzbrojonego zakończenia kanału. (patrz wykres 23). W przypadku krutek ze skrzynką rozprężną, tłumienie układu kratka - skrzynka rozprężna musi być określone na drodze doświadczalnej.

Indywidualnego tłumienia dźwięku przez skrzynkę rozprężną i kratkę wentylacyjną nie można dodawać, ponieważ ich wspólne wynikowe tłumienie jest mniejsze niż zsumowane tłumienie pojedynczych elementów. Jest to szczególnie dobrze widoczne w pasmach 125, 250 i 500 Hz (patrz wykres 25).



Wyk. 25. Tłumienie kratki nawiewnej, skrzynki rozprężnej i układu kratka nawiewna + skrzynka rozprężna.

Tłumienie dźwięku w elementach wyposażenia kanałów

Wysokociśnieniowe skrzynki rozprężne i wiele typów regulatorów zmiennego przepływu (VAV) posiadają zdolność tłumienia dźwięku. Zdolność ta jest wykorzystywana do tłumienia szumów własnych jak również hałasu powstającego w kanałach wentylacyjnych.

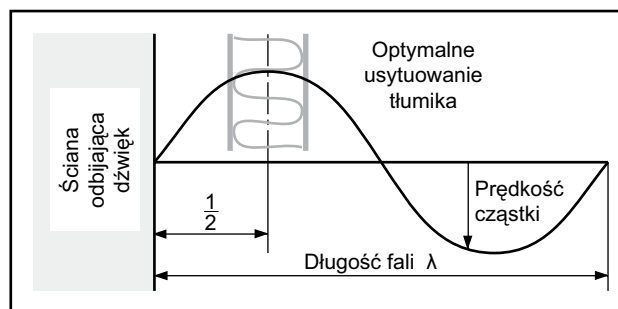
Tłumienie dźwięku przez tłumiki akustyczne

Naturalne tłumienie dźwięku występujące zawsze w sieci kanałów wentylacyjnych, jest zwykle zbyt małe aby zlikwidować hałas, powodowany przez prace wentylatorów i przepływ powietrza. Dlatego w wielu wypadkach konieczne jest stosowanie tłumików akustycznych, montowanych bezpośrednio za wentylatorami, które stanowią największe źródło hałasu.

W wielu instalacjach, tłumiki akustyczne muszą być również montowane w innych miejscach w celu obniżenia hałasu spowodowanego przepływem powietrza przez elementy takie jak kolana, rozgałęzienia i przepustnice.

Występujący w instalacjach wentylacyjnych hałas ma charakter szerokopasmowy. Najbardziej efektywne tłumienie tego typu hałasu uzyskuje się w tłumikach absorbcyjnych. Poprawnie zaprojektowane tłumiki akustyczne, wykorzystują do obniżenia poziomu hałasu zjawisko absorpcji i interferencji.

W tłumikach absorbcyjnych energia akustyczna zamieniana jest na energię cieplną poprzez obniżenie prędkości drgających cząstek spowodowane tarciem we wnętrzu materiału dźwiękochłonnego.



Rys. 26. Prędkość drgającej w fali dźwiękowej cząstki.

Prędkość drgających cząstek w fali akustycznej zmienia się od wartości zero przy ścianie do wartości maksymalnej w odległości $\lambda/4$ od ściany (patrz rysunek 26).

Najefektywniejsze tłumienie uzyskuje się w miejscu, w którym drgająca cząstka osiąga prędkość maksymalną. Oznacza to, że grubość ekranów dźwiękochłonnych powinna być równa $\lambda/4$. Przy częstotliwości środkowej pasma 125 Hz odpowiada to grubości około 60 cm, a przy częstotliwości 1000 Hz, grubości 8 cm.

Poprzez zmianę grubości i długości ekranów, szerokości szczeliny pomiędzy nimi oraz rodzaju materiału dźwiękochłonnego zastosowanego w tłumikach można uzyskiwać różne statyczne charakterystyki tłumienia.

Obliczanie wypadkowego poziomu dźwięku w pomieszczeniu

Informacje ogólne

Istnieje kilka sposobów obliczania poziomu dźwięku w pomieszczeniu. Podany poniżej przykład przedstawia metodę wykorzystywaną w opracowanym przez Swegon komputerowym programie "Pro Ac".

W przykładzie przedstawiono sposób obliczenia wymaganego sztucznego tłumienia hałasu na podstawie dopuszczalnego poziomu dźwięku w pomieszczeniu oraz poziomu hałasu i tłumienia poszczególnych elementów instalacji.

Przykład obliczeniowy

- Dane

Kubatura pomieszczenia: 150 m³

Średni współczynnik pochłaniania dźwięku $\alpha_m = 0.25$, dopuszczalny poziom dźwięku 35 dB(A), 2 nawiewniki sufitowe, każdy wywołujący poziom dźwięku 30 dB(A) przy założeniu tłumienia 4 dB przez pomieszczenie o chłonności akustycznej 10 m², odległość słuchacza od nawiewników = 1,5 m

- Etap 1

Sumowanie logarymiczne źródeł hałasu i przeliczenie chłonności akustycznej pomieszczenia.

Suma dwóch jednakowych źródeł (wykres 18): 30 + 30 = 33 dB(A). Chłonność akustyczna pomieszczenia (wykres 21): 50 m².

Różnica pomiędzy poziomem mocy akustycznej, a poziomem ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu dla nowej chłonności akustycznej (wykres 22): $L_w - L_p = 11$ dB.

Poziom dźwięku w pomieszczeniu po odjęciu tłumienia zawartego w danych producenta (4 dB) będzie wynosił: 33 - (11 - 4) = 33 - 7 = 26 dB(A).

- Etap 2

Od dopuszczalnego poziomu dźwięku w pomieszczeniu odejmuje się logarymicznie obliczony poziom dźwięku powodowany przez nawiewniki (wykres 20) 35 - 26 = 34 dB. Otrzymana różnica to dopuszczalny poziom dźwięku, który może być wywołowany w sieci kanałów powietrznych.

- Etap 3

Dopuszczalny poziom dźwięku wywołowany w sieci kanałów przelicza się na poziom mocy akustycznej w poszczególnych pasmach częstotliwości, dodając do niego tłumienie pomieszczenia, wagi korygujące filtra A, tłumienie na zakończeniu kanału i tłumienie dźwięku przez nawiewniki. (Tłumienie dźwięku ΔL podane przy opisie każdej kratki wentylacyjnej w punkcie "Dane akustyczne" uwzględnia tłumienie na zakończeniu kanału).

| | Częstotliwość środkowa pasma, Hz | | | | | | |
|----------------------------|----------------------------------|-----|-----|------|------|------|------|
| | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| dB(A) kanały pomieszczenie | 34 | 34 | 34 | 34 | 34 | 34 | 34 |
| Wagi filtra A | +7 | +7 | +7 | +7 | +7 | +7 | +7 |
| Nawiewnik + koniec kanału | +16 | +9 | +3 | 0 | -1 | -1 | +1 |
| | +12 | +11 | +15 | +19 | +23 | +24 | +26 |
| Dopuszczalny poziom mocy | 69 | 61 | 56 | 60 | 63 | 64 | 68 |

Tabela 16. Obliczanie dopuszczalnego poziomu mocy akustycznej w sieci kanałów (przyjęto przykładowe wartości tłumienia w nawiewniku i na zakończeniu kanału).

- Etap 4

Obliczenie poziomu mocy akustycznej w sieci kanałów. Do obliczeń należy przyjąć dane producentów urządzeń powodujących powstawanie i tłumienie hałasu, zestawionych w tabeli 9. Obliczenia rozpoczyna się od uwzględnienia poziomu mocy akustycznej wentylatora a następnie wszystkich urządzeń i kształtek znajdujących się na drodze kanału od wentylatora do pomieszczenia.

W tabeli poniżej przyjęto przykładowe dane.

| | Częstotliwość środkowa pasma, Hz | | | | | | |
|-------------------------------|----------------------------------|-----|-----|------|------|------|------|
| | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| Wentylator $L_{w_{tot}}$ | 97 | 97 | 97 | 97 | 97 | 97 | 97 |
| " K_{OK} | -12 | -9 | -8 | -6 | -3 | 0 | +1 |
| " \sum_1 | 85 | 88 | 89 | 91 | 94 | 97 | 98 |
| Tłumienie w kanałach \sum_2 | -6 | -6 | -6 | -6 | -6 | -6 | -6 |
| Kanał izolowany \sum_3 | 79 | 82 | 83 | 85 | 88 | 91 | 92 |
| | -7 | -9 | -14 | -19 | -24 | -26 | -31 |
| | 72 | 73 | 69 | 66 | 64 | 65 | 61 |
| Przepustnica $L_{w_{tot}}$ | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 |
| " K_{OK} | -2 | -6 | -13 | -18 | -21 | -27 | -28 |
| " \sum_4 | 73 | 69 | 62 | 57 | 54 | 48 | 47 |
| \sum_{3+4} | 76 | 74 | 70 | 67 | 64 | 65 | 61 |
| poziom dopuszczalny | -69 | -61 | -56 | -60 | -63 | -64 | -68 |
| pozostaje do wytłumienia | 7 | 13 | 14 | 7 | 1 | 1 | 0 |

Tabela 17. Obliczanie poziomu mocy akustycznej w sieci kanałów i jej wymaganego obniżenia w tłumiku.

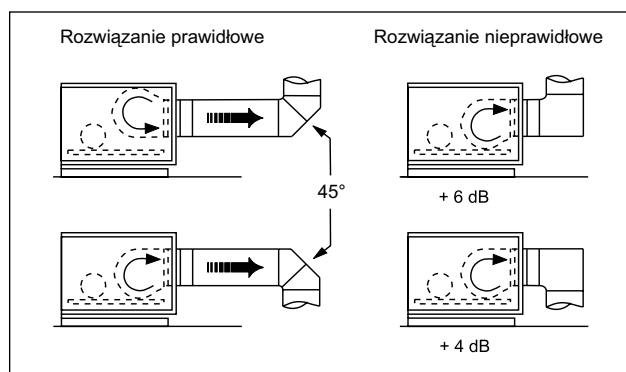
Należy dobrać tłumik zapewniający obniżenie mocy akustycznej w poszczególnych pasmach częstotliwości o wartości obliczone w ostatnim wierszu tabeli.

Wskazówki projektowe

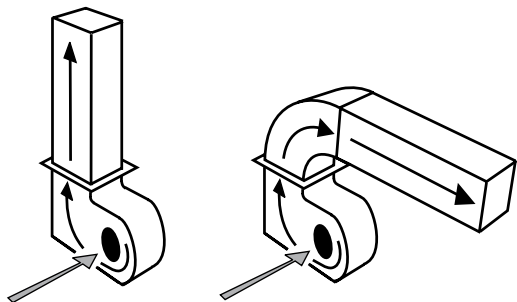
Podłączenie kanału do wylotu z wentylatora

Podłączenie kanału do wentylatora to pierwsze miejsce, w którym może wystąpić nadmierny spadek ciśnienia powodujący przyrost poziomu mocy akustycznej. Projektując rozmieszczenie kolan, w których następuje gwałtowna zmiana kierunku ruchu strumienia powietrza, należy przeanalizować rozkład prędkości powietrza w kanale przed kolaniem. Kolano proste podłączone bezpośrednio do wylotu z wentylatora zwiększa poziom mocy akustycznej o 4 dB. Dodatkowo, jeśli zmiana kierunku w kolanie będzie przeciwna do kierunku obrotów wentylatora (patrz rys. poniżej), poziom mocy akustycznej wzrośnie o 6 dB.

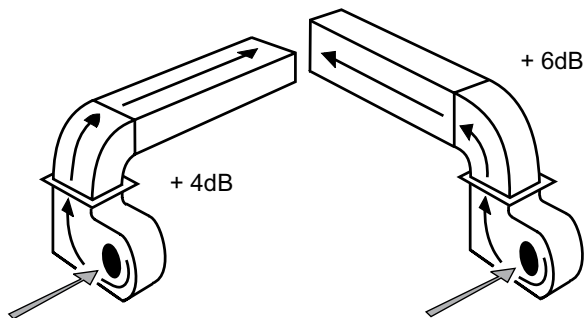
Poniżej podano kilka przykładów prawidłowego i nieprawidłowego montażu kanału przy wentylatorze. Dotyczy to wentylatorów dwustronnie lub jednostronnie ssących. Przy wentylatorach, gdzie prędkość wypływu powietrza z komory wentylatora jest mała $< 6 \text{ m/s}$, podłączenie kanału nie wpływa na akustykę systemu.



Rozwiązania poprawne: Kolano skierowane zgodnie z kierunkiem obrotów wirnika.



Rozwiązania nieprawidłowe:



Rys. 35. Przykłady prawidłowego i nieprawidłowego podłączenia kanału do wylotu z wentylatora.

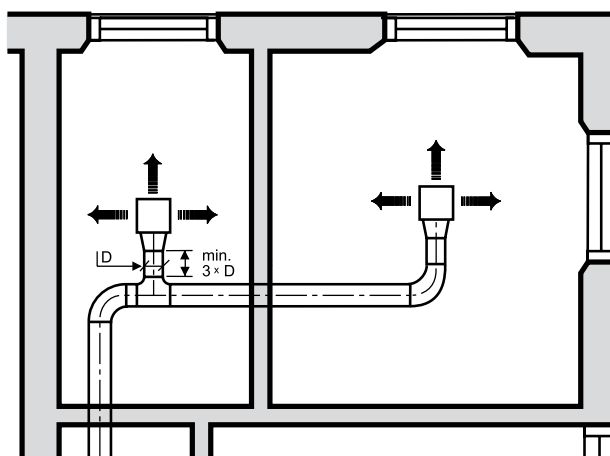
Dobór kratki ze względu na wymogi akustyczne

Poziom dźwięku powodowany przez kratkę wentylacyjną powinien być o 5 dB niższy od dopuszczalnego poziomu dźwięku w pomieszczeniu.

Odległość pomiędzy kratką i kanałem

Podane w katalogu dane techniczne dotyczące wartości oporów przepływu i poziomu dźwięku, odnoszą się do równomiernego rozkładu prędkości powietrza w kanale przed kratką.

Powszechnym błędem spotykanym przy projektowaniu, powodującym nadmierny poziom hałasu, jest umieszczanie kratki w zbyt małej odległości od kanału. Odległość kratki od kanału powinna być przynajmniej trzy razy większa od średnicy kanału przyłączeniowego (patrz rys. 36).

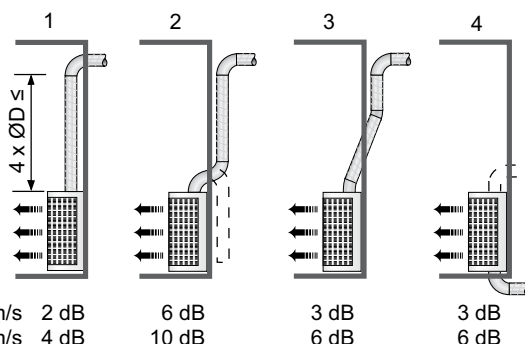


Rys. 36. Minimalna odległość od kratki do kanału.

Podłączenie kanału z nawiewnikiem wyporowym

Sposób doprowadzenia kanału zasilającego do nawiewnika wyporowego, wpływa w znacznym stopniu na poziom generowanego hałasu.

Przykłady poniżej ilustrują o jaką wartość zwiększa się poziom dźwięku powodowany przez nawiewnik, przy różnych układach podłączenia kanału.



Rys. 37. Przykłady połączeń nawiewnika i ich wpływ na poziom dźwięku.

Przy określaniu poziomu dźwięku nawiewników należy uwzględnić sposób ich podłączenia. Do danych akustycznych odczytywanych z wykresów należy dodać logarytmicznie poszczególne wielkości w zależności od sposobu podłączenia nawiewnika z uwzględnieniem prędkości przepływu powietrza w kanale podłączeniowym.

Praktyczne zasady określania poziomu hałasu w instalacjach wentylacji mechanicznej

Informacje ogólne

Jednym z częściej występujących problemów w utrzymaniu komfortu klimatycznego wewnątrz pomieszczeń jest rosnący poziom dźwięku emitowany z systemu wentylacyjno-klimatyzacyjnego. Minimalne wymagania odnośnie emitowanego hałasu zawarte w wytycznych SBN 75 są w większości przypadków wystarczające, jednak często nie są stosowane w praktyce ani nie są właściwie sformułowane. Swegon jako wiodący producent komponentów do systemów wentylacji, postawił sobie za cel wytwarzanie produktów wysokiej jakości, które przyczynią się do zbudowania dobrze działających i cichych systemów wentylacji. Warunkiem jednak zapewnienia wysokiego komfortu jest zastosowanie elementów we właściwy sposób. Aby spełnić ten ambitny plan dostarczania cichych systemów wentylacji, opracowaliśmy również metodologię postępowania podczas całego procesu projektowania. Przyświecał nam cel stworzenia metody, która przy minimalnym nakładzie pracy dawałaby oczekiwane rezultaty i dużą precyzję.

Przegląd

Wszystkie produkty są projektowane mając na uwadze ich wpływ na cztery aspekty klimatu determinujące komfort klimatyczny w pomieszczeniu. Ponadto brane są także pod uwagę aspekty ekonomiczne i sprawność energetyczna. Na klimat wewnętrzny pomieszczeń wpływ mają:

- jakość powietrza,
- komfort cieplny,
- komfort akustyczny,
- czynniki optyczne.

Przeprowadzone pomiary odnośnie systemów wentylacji wskazały, że bezpośredni wpływ na komfort klimatyczny w pomieszczeniu mają trzy pierwsze z powyższych aspektów, badania przeprowadzone przez nas w pomieszczeniach dowiodły, że wpływ mają wszystkie cztery.

Ta metoda pracy oznacza, że czynniki akustyczne takie jak hałas emitowany przez system wentylacyjny oraz inne efekty akustyczne odgrywają taką samą wagę w obliczeniach jak pierwotna funkcja systemu wentylacyjnego.

Stabilność i wahania

Systemy wentylacyjne same w sobie są niestabilne. Istnieje wiele czynników, które wpływają na zmienne warunki, które przyczyniają się do wahań przepływu, dźwięku itd. Powodów występowania tych wahań może być wiele: stopień zanieczyszczenia filtrów, warunki pracy i konserwacji, liczba pracujących nawiewników, wpływ wiatru itd. W odniesieniu do obliczeń akustycznych, punktem wyjścia jest przypadek najniekorzystniejszy warunków pracy, który może się utrzymać przez dłuższy okres. Może to oznaczać, że nie jest konieczne uwzględnianie określonych wymuszonych przepływów, jeśli występują one tylko przez krótki czas. Swegon wynalazł i wdrożył produkty i technologie, które przyczyniają się do stabilności systemów nawet wtedy, gdy podstawowe warunki pracy zmieniają się. Z uwagi na hałas, maksymalny poziom dźwięku dla tych produktów należy obliczyć dla stanu ustalonego podstawowych warunków, które system wentylacyjny musi utrzymać. W takich warunkach da się zastosować systemy sterowania takie jak np. system o nazwie e.r.i.c. koncernu Swegon.

Wpływ systemu wentylacji na komfort akustyczny

System wentylacyjny w budynku oddziałuje swoimi właściwościami akustycznymi przez generowanie dźwięku, przeniesienie dźwięku przez ściany systemu kanałów, przecieki w wyciętych otworach, wzrost tłumienia dźwięku w pomieszczeniu przez kratki wentylacyjne. Spośród tych czynników równie istotne są wibracje generowane przez wentylatory. Wszystkie te aspekty muszą być rozpatrzone na etapie projektowania.

Generowanie dźwięku

Wentylatory

Poziomy mocy akustycznej w dB są zwykle określane przez producentów zarówno w poszczególnych pasmach oktawowych jak również jako całkowity poziom mocy akustycznej.

Przepustnice

Poziomy mocy akustycznej w dB są zwykle określane przez producentów w poszczególnych pasmach oktawowych. Swegon podaje wartości mocy akustycznej w paśmie od 63 Hz do 8000 Hz.

Kratki wentylacyjne

Wewnętrzny poziom dźwięku jest zwykle określany jako poziom dźwięku w dB(A) odpowiadający pomieszczeniom o chłonności akustycznej 10 m^2 Sabine, co oznacza, że taki poziom dźwięku wystąpi w pewnej odległości od kratki w pomieszczeniu o chłonności akustycznej 10^2 . Jeśli strefa przebywania ludzi w pomieszczeniu rozszerzona jest aż do nawiewnika, należy wziąć pod uwagę fakt, że poziom dźwięku w sąsiedztwie nawiewnika jest dużo większy niż poziom dźwięku w centralnym punkcie pomieszczenia.

Przepływ powietrza

Przepływ powietrza w kanale przyczynia się do powstawania turbulencji w miejscach połączeń i zakończeń kanałów co prowadzi do powstawania hałasu. Nawiewniki Swegon są w większości przypadków projektowane z wystarczającym poziomem tłumienia dźwięku generowanego przy prędkości powietrza 8 m/s w kanale głównym i maksymalnie do 4 m/s w kanałach rozpraszających. W pewnych sytuacjach tłumienie może być za małe szczególnie w pomieszczeniach, w których wymagany jest niski poziom pogłosu tła.

Tłumienie

Wyłumienie wentylatorów

Wentylatory są zwykle wyposażone w tłumiki drgań i obudowy akustyczne, jednak rzadko jest to wystarczające i dlatego stosowane są tłumiki akustyczne na kanałach ssącym i tłocznym.

Tłumiki aktywne

Najbardziej popularne są typy, w których powietrze przepływa przez tłumik wzdłuż kulis wykonanych z materiału absorbującego dźwięk. Im dłuższy jest tłumik tym większe możliwe do osiągnięcia tłumienie. Tłumiki aktywne zapewniają lepsze tłumienie w zakresie wysokich częstotliwości. Tłumienie podane jest w dB w poszczególnych pasmach oktawowym i odpowiada tłumieniu jakie można osiągnąć, jeśli odcinek kanału zastąpimy takim samym odcinkiem tłumika. Tłumiki kątowe produkcji Swegon dają wyższy stopień tłumienia.

Tłumiki bierne

Tłumiki bierne mogą zapewnić dobre tłumienie nawet przy niskich częstotliwościach, jeśli objętość jest wystarczająco duża. Dobrym przykładem tłumika biernego jest skrzynka rozprężna, która wyłożona jest od wewnątrz materiałem absorbującym dźwięk. Energia dźwięku przyjmowana jest i równo dystrybuowana na całą powierzchnię, efekt tłumienia jest proporcjonalny do stosunku otworów do całkowitej wewnętrznej powierzchni. Otwory wlotowe i wylotowe nie powinny być umieszczone naprzeciw siebie dlatego, że dźwięki o wysokich częstotliwościach mogłyby przejść bez wytłumienia.

Kanały główne

W normalnych okolicznościach dźwięk rozchodzi się w różnych gałęziach układu kanałów wentylacyjnych proporcjonalnie do powierzchni. Jedną z grubszych opracowanych metod przyjmuje, że rozchodzenie się dźwięku jest proporcjonalne do rozptyłu powietrza w układzie. Jakkolwiek ta przybliżona metoda nie uwzględnia mogących wystąpić zaburzeń powodujących wzrost natężenia dźwięku w poszczególnych częstotliwościach, można ją stosować z pewnymi zastrzeżeniami do szacunkowego określania charakterystyk tłumienia w układach wentylacyjnych.

Wentylacja z użyciem właściwego typu nawiewnika

Stosując przepływy mieszający powietrza nawiewanego należy brać pod uwagę następujące parametry:

1. Wysoka indukcja powietrza w pomieszczeniu umożliwia stosowanie niskiej temperatury powietrza nawiewanego.
2. Krótki zasięg strumienia nawiewników sufitowych i ściennych, bez efektu poślizgu strumienia wzdłuż powierzchni sufitu powoduje powstanie przeciągu w strefie przebywania ludzi.
3. Duża wydajność uzyskana przy relatywnie dużych przepływach powietrza nawiewanego bez zwiększonego zasięgu.

Jedną z metod sprawdzenia, czy dwa pierwsze parametry są spełnione jest upewnienie się czy:

- Prędkość wylotu powietrza z nawiewnika jest wysoka, co oznacza, że powierzchnia wylotu z nawiewnika (A_0) powinna być mała.
- Stała (k) dla nawiewnika powinna być niska.

Te same zasady mają zastosowanie do punktu 3, pod warunkiem, że nie ma konfliktu pomiędzy małą powierzchnią A_0 i dużym przepływem powietrza.

Ponieważ zasięg jest proporcjonalny zgodnie z formułą:

$$k/\sqrt{A_0}$$

widzimy, że aby osiągnąć krótki zasięg, wartość stałej nawiewnika powinna być mała. Jednocześnie powierzchnia wylotu powinna być możliwie duża. Pojawia się konflikt z chęcią uzyskania dużego stopnia indukcji, który jest proporcjonalny zgodnie z formułą:

$$x/k*\sqrt{A_0}$$

x = odległość od nawiewnika

Dlatego też nawiewniki z wylotem powietrza rotacyjnym zostały zaprojektowane dokładnie po to, aby osiągnąć małą wartość stałej nawiewnika i relatywnie wysoką prędkość wylotową z nawiewnika. Jedną z charakterystycznych cech dla typowego nawiewnika rotacyjnego w porównaniu z nawiewnikami perforowanymi jest jego ograniczona wydajność.

W celu osiągnięcia możliwie niskiej wartości stałej nawiewnika konieczne jest spełnienie warunku, aby nawiewane powietrze było dostarczane przez nawiewnik sufitowy i rozprzestrzeniało się równomiernie przez całą powierzchnię wylotową nawiewnika. Kąt rozptyłu powinien wynosić 360° dla najmniejszej możliwej stałej nawiewnika.

Tradycyjne nawiewniki rotacyjne zaprojektowane są tak, aby nawiewać powietrze przez kilka długich prostokątnych szczelin, które zwykle rozłożone są promieniście po okręgu.

Sposób nawiewu powietrza przez kilka szczelin oznacza, że powierzchnia wylotu jest ograniczona. Jedną z wad szczelin jest to, że ograniczona jest elastyczność w odniesieniu do możliwości osiągnięcia różnych profili rozptyłu.

Metoda opracowana przez Swegon opierająca się na użyciu ruchomych dysz daje w tym przypadku dużo większą elastyczność. Różne charakterystyki jak i możliwości uzyskano dzięki dużej ilości ruchomych dysz. Wymiar dysz wpływa na możliwość zróżnicowania efektu wentylacji. Im większa jest ilość małych dysz umieszczonych w nawiewniku tym więcej mamy możliwości zmian.

Stosując nawiewniki z dyszami możemy łatwo uzyskać nieskończenie wiele różnych profili rozptyłu. Możliwe do uzyskania profile strumienia:

- zawirowanie,
- 1, 2, 3 i 4 - kierunkowy rozptył,
- skoncentrowany i rozproszony rozptył,
- pionowy rozptył,
- równoczesny pionowy i poziomy rozptył.

Skoncentrowany i rozproszony rozptył można uzyskać na kilka różnych sposobów:

Jednym z nich jest ustawienie wszystkich dysz w tym samym kierunku np. wszystkie zgodnie z kierunkiem obrotu wskazówek zegara lub w kierunku przeciwnym do wskazówek zegara. Taka konfiguracja daje duży stopień indukcji. Jeśli wymagane jest uzyskanie krótkiego zasięgu strumienia dysze można ustawić w taki sposób, że uzyskamy negatywną indukcję. W przypadku, gdy dysze ustawione są w okręgu, można je ustawić na przemian co drugi okrąg w kierunku zgodnym i przeciwnym do kierunku wskazówek zegara. W ten sposób uzyskamy duży wzrost straty pędu i dzięki temu krótszy zasięg strumienia.

Inne czynniki, o których się rzadko mówi także mają istotne znaczenie. Jednym z nich jest kierunek przepływu powietrza po wyjściu z nawiewnika. Aby zminimalizować straty pędu powietrze po wyjściu musi mieć kierunek równoległy do sufitu (patrz rys. 30). Jest to szczególnie ważne w sytuacji, gdy nawiewamy duże ilości chłodniejszego powietrza. Zastosowanie nawiewników z ruchomymi dyszami ma uzasadnienie właśnie dzięki możliwości nawiewu dużych ilości chłodniejszego powietrza. Jeśli dysze lub szczeliny nie spełnią tych wymogów może dojść do sytuacji, że przy nawiewaniu chłodniejszego powietrza siły termiczne spowodują zaburzenie efektu Coanda. W wyniku czego uzyskamy niepożądany charakter przepływu. Porównanie nawiewników z ruchomymi dyszami lub szczelinami dostępnymi na rynku uwidacznia szereg zalet produktów Swegon.

Zależności pomiędzy ilością powietrza nawiewanego, pionowym gradientem temperatury i obciążeniem chłodniczym, przy wentylacji wyporowej

Poniżej przedstawiona jest jedna z metod obliczania wymaganej ilości powietrza nawiewanego przy różnych obciążeniach chłodniczych, ze względu na ograniczenie pionowego gradientu temperatury w pomieszczeniu.

Metoda została zaczerpnięta z biuletynu "Royal Institute of Technology" nr 16 z marca 1991.

Oznaczenia:

t_{tg} = temperatura powietrza na poziomie podłogi

t_t = temperatura powietrza nawiewanego

t_r = temperatura powietrza usuwanego

s = pionowy gradient temperatury

h = wysokość pomieszczenia

$\Delta t_{1,1}$ = różnica pomiędzy temperaturą powietrza na poziomie 1,1 m nad podłogą i temperaturą powietrza nawiewanego.

Gradient temperatury nie może przekraczać wartości podanych w punkcie "Wymagania dla klimatu wewnętrznego".

Wymaganą najniższą ilość powietrza nawiewanego przy założonym maksymalnym pionowym gradientie temperatur można określić z wykresu 26.

Różnicę pomiędzy temperaturą powietrza na poziomie 1,1 m nad podłogą i temperaturą powietrza nawiewanego można określić z wykresu 27.

Wartość temperatury powietrza na poziomie podłogi (t_{tg}) można skontrolować za pomocą wykresu 28. W celu zapewnienia warunków komfortu, temperatura t_{tg} nie powinna być niższa od 20°C.

W praktyce stosuje się zasadę, że temperatura powietrza nawiewanego nie powinna być niższa od 18°C.

Wykres 28. Temperatura powietrza na poziomie podłogi t_{tg} w funkcji ilości nawiewanego powietrza, t_t i t_r .

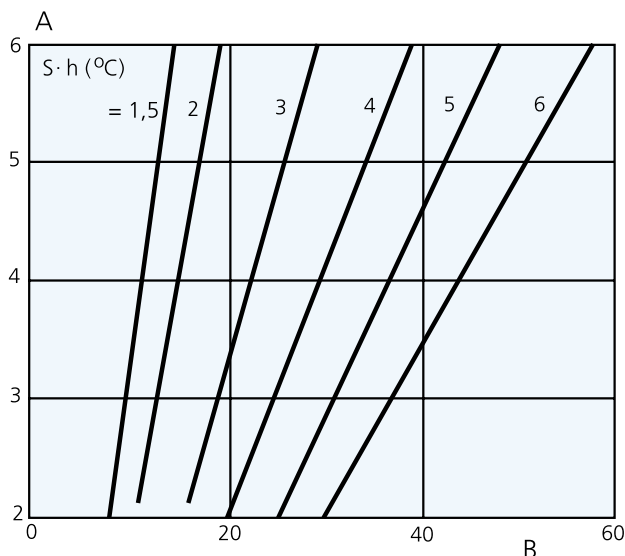
$A = L_{kg} = 5W / (m^2 \cdot k)$ (współczynnik przejmowania ciepła spowodowany konwekcją z powierzchni podłogi)

Wykres 26. Wymagana ilość powietrza nawiewanego w funkcji obciążenia chłodniczego na m^2 podłogi pomieszczenia, wysokości pomieszczenia i gradientu temperatury.

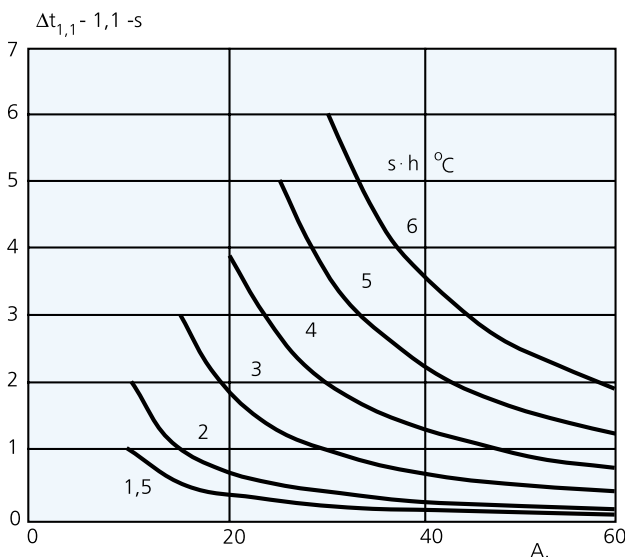
A = ilość powietrza nawiewanego ($l/s, m^2$)
 B = obciążenie chłodnicze (W/m^2)

Wykres 27. Różnica pomiędzy temperaturą powietrza na poziomie 1,1 m nad podłogą i temperaturą powietrza nawiewanego w funkcji obciążenia chłodniczego na m^2 podłogi pomieszczenia, wysokości pomieszczenia i gradientu temperatury.

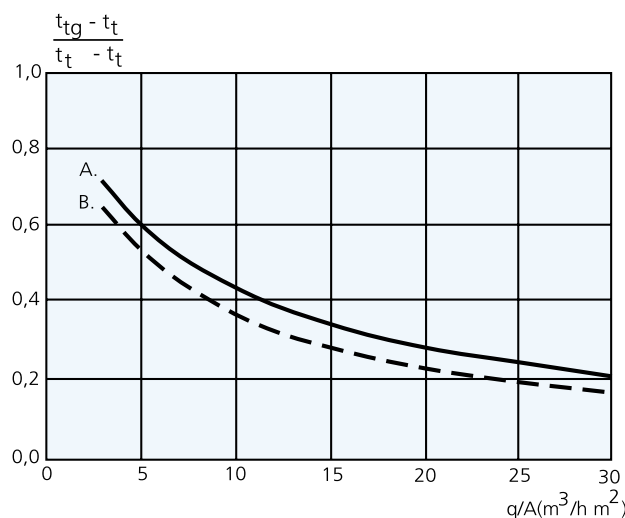
A = obciążenie chłodnicze (W/m^2)



Wykres 26.



Wykres 27.



Wykres 28.

Laboratoria badawczo-rozwojowe

Szwedzkie zakłady Swegon posiadają trzy laboratoria przeprowadzające badania rozwojowe i testy produkowanych urządzeń:

- laboratorium techniki wentylacyjnej w Kvänum
- laboratorium techniki wentylacyjnej w Tomelilla
- laboratorium techniki klimatyzacyjnej w Arvika

Prowadzone w tych ośrodkach prace obejmują:

- Projektowanie i udoskonalanie wytwarzanych urządzeń.
- Ciągłe poszerzanie wiedzy na temat technik wentylacyjnych i klimatyzacyjnych.
- Badania doświadczalne na obiektach w skali 1:1 przeprowadzane na zlecenie klientów Swegon.
- Szkolenia pracowników i personelu zewnętrznego.

Badania obiektów w skali 1:1

Świadczone usługi, polegające na badaniu obiektów w skali rzeczywistej skierowane są do projektantów i inwestorów, chcących na wstępnym etapie projektowania wybrać najkorzystniejsze rozwiązanie systemu wentylacji.

Badanie różnych wariantów rozwiązań wentylacji, gwarantuje wybór systemu spełniającego wszystkie stawiane wymagania.

Badania obiektów w skali 1:1 przeprowadzane są w różnych warunkach klimatycznych, symulujących okres zimowy, przejściowy i letni. W pomieszczeniach doświadczalnych, mogą znajdować się jedna lub dwie przegrody symulujące ściany zewnętrzne. W ścianach tych umieszcza się płaskie radiatory, w których krąży ciepła lub zimna woda. Pozwala to uzyskać odpowiednią temperaturę na wewnętrznej powierzchni przegrody.

Procedura badań przeprowadzana jest w następujących etapach:

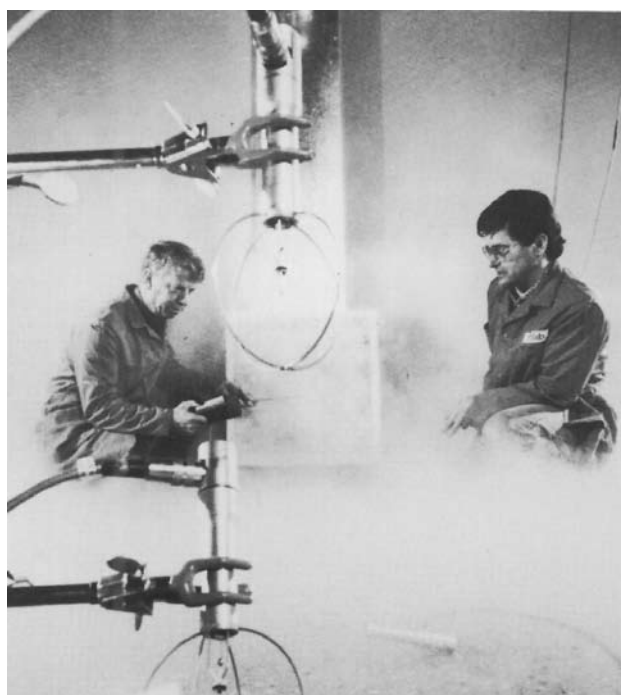
- Nawiązanie kontaktu z przedstawicielem Swegon w Polsce.
- Określenie przez klienta we współpracy z pracownikiem laboratorium programu badań.
- Podanie kosztów i terminu przeprowadzenia badań.
- Przeprowadzenie badań zgodnie z programem.
Program może obejmować:
 - badania w symulowanych warunkach klimatycznych.
 - testowanie różnych układów nawiewu.
 - badanie współpracy różnych typów nawiewników z chłodzonym sufitem.
 - pomiar parametrów komfortu
 - pomiar sprawności wymiany powietrza
- Opracowanie raportu z wynikami badań.

Pomiary akustyczne

Laboratoria Swegon posiadają pomieszczenie do przeprowadzania pomiarów akustycznych. Pomieszczenie zbudowane jest zgodnie ze standardami europejskimi, zapewniającymi poprawne przeprowadzenie pomiarów. Metodyka wykonywania pomiarów zatwierdzona jest przez ISO i Nordtest.

Inne możliwości

Wszystkie laboratoria wyposażone są w najnowszą aparaturę, pozwalającą na automatyczny pomiar wielu parametrów. W laboratoriach przeprowadzane są pomiary dotyczące nawiewników a w tym m.in. pomiary zasięgu i profilu strumieni, wymiarów strefy oddziaływania, oporów przepływu powietrza, poziomu dźwięku oraz mocy akustycznej.



Pomiary w laboratorium zakładów Swegon.

Opis produktów

Informacje ogólne

W tym rozdziale objaśnione są informacje podawane przy opisie produktów Swegon.

Wszystkie pierwsze strony opisu nawiewników posiadają zdjęcie z nawiewnikiem umieszczone w ramce oraz krótki opis z ogólnymi informacjami dotyczący budowy, funkcji i zakresu zastosowania.

KRÓTKA CHARAKTERYSTYKA

Pozwalające na szybką identyfikację, zestawienie cech charakterystycznych produktu.

Przykłady informacji podawanych w tym punkcie:

- Efektywne tłumienie dźwięku.
- Możliwość pracy ze zmiennym przepływem powietrza.
- Możliwość montażu ze skrzynką rozprężną.
- Ustawialny profil strumienia.

WSTĘPNY DOBÓR

Przeгляд powodowanego przez kratkę poziomu dźwięku w zależności od przepływu powietrza. W wypadku krutek wyposażonych w przyrząd pomiarowy, podawany jest również przepływ minimalny, przy którym występuje spadek ciśnienia umożliwiający regulację, równy 5 Pa.

Przykład (patrz tabela poniżej):

nawiewna kratka ścienna GTHc, wielkość 300-100

WSTĘPNY DOBÓR

| PRZEPLYW POWIETRZA - POZIOM DŹWIĘKU | | | |
|-------------------------------------|----------|-------------------|----------|
| GTHc Wielkość | 25 dB(A) | m ³ /h | |
| | | 30 dB(A) | 35 dB(A) |
| 200-100 | 100 | 160 | 180 |
| 300-100 | 150 | 175 | 280 |
| 400-100 | 145 | 185 | 325 |
| 500-100 | 235 | 280 | 450 |
| 300-150 | 215 | 250 | 470 |
| 400-150 | 340 | 415 | 540 |
| 500-150 | 335 | 395 | 560 |
| 400-200 | 350 | 430 | 650 |
| 500-200 | 520 | 610 | 900 |
| 600-200 | 520 | 810 | 1260 |

Dane w tabeli dotyczą kratki nawiewnej ze skrzynką TRGc przy całkowitym spadku ciśnienia 50 Pa dla trzech różnych poziomów dźwięku.

Przy wielkości 300-100, przepływ powietrza równy 150 m³/h powoduje poziom dźwięku 25 dB(A), a przepływ 280 m³/h, poziom dźwięku równy 35 dB(A).

Kratka posiada skrzynkę rozprężną wyposażoną w przyrząd pomiarowy.

Komentarz:

Przy doborze kratki należy upewnić się czy zakładany przepływ powietrza zapewni wymagany spadek ciśnienia.

KONSTRUKCJA

W tym punkcie podawany opis konstrukcji produktu, rodzaj materiałów, z których jest on wykonany oraz kolor wykończenia.

Prawie wszystkie nawiewniki Swegon malowane są proszkowo na kolor biały o oznaczeniu kodowym RAL 9010.

Ten sposób malowania zapewnia dużą wytrzymałość na zadrapania i uderzenia.

Kratki Swegon mogą być również malowane na inny kolor. W celu uzyskania dokładniejszych informacji prosimy o kontakt z biurami techniczno-handlowymi Swegon.

| Wykonanie | Klasa środowiska | Sposób obróbki |
|--|------------------|---|
| Blacha stalowa lakierowana | M1 | Elektrostatyczne lakierowanie proszkowe |
| Blacha stalowa ocynkowana, lakierowana | M2 | Elektrostatyczne lakierowanie proszkowe |
| Aluminium | M3 | Oksydowanie naturalne |
| Blacha stalowa ocynkowana | M2 | Cynkowanie na gorąco Z 275 |

Tabela 18. Klasy środowiskowe.

WYPOSAŻENIE DODATKOWE

Zestawienie wyposażenia dodatkowego dla danego produktu.

WYKONANIE SPECJALNE

Informacje dotyczące możliwości wykonania produktu w wielkościach innych niż standardowe lub z innych materiałów.

PROJEKTOWANIE

Wskazówki na temat sposobu montażu i przeprowadzenia regulacji.

MONTAŻ

Informacje dotyczące montażu w ścianie lub do systemu kanałów.

REGULACJA

Jeśli urządzenie wyposażone jest w funkcję pomiaru ilości przepływu powietrza lub regulacji, pod tą rubryką można znaleźć zakres czynności.

KONSERWACJA

Informacje dotyczące sposobów czyszczenia i dostępu do kanałów przyłączeniowych.

Opis produktów

DANE TECHNICZNE

Zestawienie wszystkich danych technicznych.

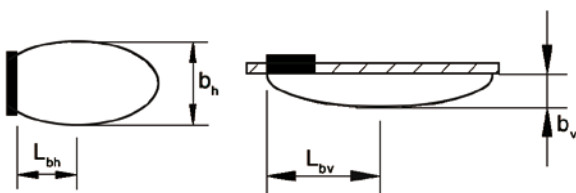
Wymiary strumienia

Wzory pozwalające określić w funkcji zasięgu, główne wymiary strumienia powietrza nawiewanego.

Przykład :

Zasięg strumienia $l_{0,2} = 7$ m. Największa szerokość pozioma strumienia $b_h = 2,8$ m w odległość od kratki $L_{bh} = 3,9$ m. Największa szerokość pionowa strumienia $b_v = 1,1$ w odległości od kratki $L_{bv} = 3,2$ m.

$$\begin{aligned}b_h &= 0,40 \cdot l_{0,2} \\L_{bh} &= 0,55 \cdot l_{0,2} \\b_v &= 0,15 \cdot l_{0,2} \\L_{bv} &= 0,45 \cdot l_{0,2}\end{aligned}$$



Dane akustyczne

Podany na charakterystykach poziom dźwięku w dB(A) powodowany przez poszczególne kratki, odpowiada pomieszczeniom o chłonności akustycznej 10 m^2 . W przypadku niektórych produktów poziom dźwięku odpowiada innej, podanej przy ich opisie, chłonności akustycznej.

Dla elementów wyposażenia kanałów podane są wartości całkowitej mocy akustycznej L_{wot} w dB.

Oznaczenia wielkości akustycznych są zgodne ze Szwedzkimi normami VVS AMA.

L_w = Poziom mocy akustycznej w dB w poszczególnych pasmach oktaowych. Poziom odniesienia 10^{-12} W .

L_A = Ważony funkcją A poziom ciśnienia akustycznego (poziom dźwięku) w dB(A) odpowiadający chłonności akustycznej pomieszczenia 10 m^2 .

ΔL = Wielkość tłumienia dźwięku w poszczególnych pasmach oktaowych, dB.

K_{OK} = Współczynnik przeliczeniowy.

Poziom dźwięku L_A w dB(A) oraz całkowity poziom mocy akustycznej L_{wot} w dB można przeliczyć, za pomocą podanych dla każdego produktu w formie tabelarycznej współczynników K_{OK} , na poziom mocy akustycznej w poszczególnych pasmach oktaowych, według wzorów:

$$\begin{aligned}L_w &= L_A + K_{OK} \quad \text{dB} \\L_{\text{wot}} &= L_{\text{wot}} + K_{OK} \quad \text{dB}\end{aligned}$$

Wielkość tłumienia ΔL w dB dla poszczególnych pasm częstotliwości podana jest w formie tabelarycznej przy opisie każdej kratki. Wielkość ta uwzględnia tłumienie spowodowane odbiciem na końcu kanału.

Przepływ powietrza q

Przepływ powietrza na charakterystykach wszystkich kratki podany jest w l/s oraz w m^3/h .

Wiadomości podstawowe

Obliczanie prędkości strumienia powietrza

Do orientacyjnego określenia prędkości w osi strumienia swobodnego można użyć następującej zależności:

Strumienie osiowo symetryczne:

$$\frac{v_x}{v_o} = K_1 \frac{\sqrt{A_{\text{eff}}}}{X}$$

X = odległość od kratki nawiewnej, m

v_x = prędkość osiowa strumienia w odległości X od kratki nawiewnej, m/s

v_o = średnia prędkość wypływu z kratki, m/s

K_1 = współczynnik kratki (około 6-8)

A_{eff} = efektywna powierzchnia wypływu z kratki, m^2

$A_{\text{eff}} = \frac{v_o}{q}$ gdzie q = przepływ przez kratkę, m^3/s

Strumienie płaskie

$$\frac{v_x}{v_o} = \sqrt{\frac{K_2 \cdot b}{X}}$$

K_2 = współczynnik kratki (około 6-8)

b = szerokość kratki, m

Strumienie promieniowe (szczeliny okrągłe)

$$\frac{v_x}{v_o} = k_3 \cdot \frac{\sqrt{A_{\text{eff}}}}{X}$$

K_3 = współczynnik kratki (około 1)

Zasięg strumienia powietrznego L

Pomiary zasięgu strumienia zostały przeprowadzone zgodnie z wytycznymi SP-VVS17 1973 "Testmethod for supply and exhaust air terminals" jak również wytycznymi VVS-AMA. Wyniki pomiarów naniesiono na charakterystyki poszczególnych nawiewników.

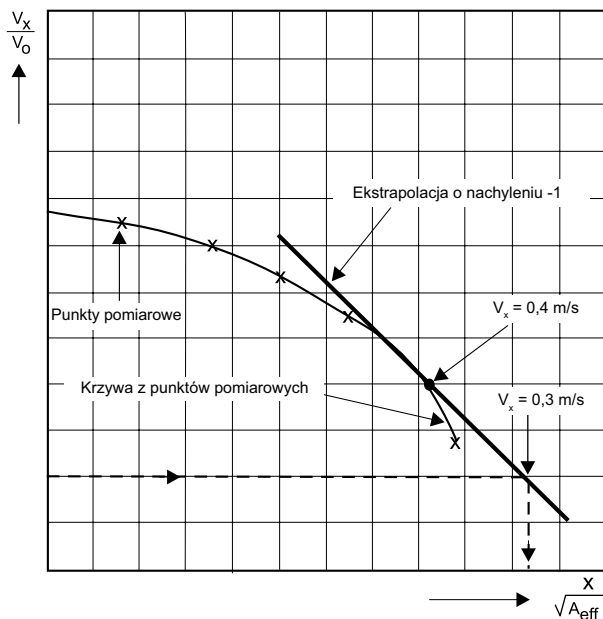
Zasięg strumienia ($l_{0,2}$) to odległość pomiędzy nawiewnikiem a miejscem, w którym największa prędkość powietrza w strumieniu izotermicznym osiąga wartość $0,2 \text{ m/s}$. Zasięg $l_{0,2}$ podawany jest dla wszystkich kratki nawiewnych Swegon.

Zasięg podany na charakterystykach kratki odnosi się do strumienia izotermicznego. Zasięg strumienia nieizotermicznych należy obliczać za pomocą programu komputerowego Pro Ac.

Zasięg nawiewników sufitowych podany jest dla nawiewników zamontowanych na równi z płaszczyzną sufitu.

W wypadku jeśli nawiewniki podwieszane są pod sufitem w odległości przynajmniej 400 mm , zasięg należy zmniejszyć o około 20% .

Opis produktów



Strefa oddziaływania

Na charakterystykach nawiewników wyporowych podawana jest odległość od nawiewnika do miejsca, w którym prędkość na całej szerokości strumienia wynosi 0,20 m/s. Pomiar wykonywany jest na wysokości, przy której prędkość osiąga wartość maksymalną.

Charakterystyki produktów

Informacje ogólne

Na charakterystykach nawiewników naniesione są następujące parametry:

- zasięg przy końcowej prędkości powietrza w strumieniu izotermicznym, równy 0,2 m/s
- średnia prędkość wypływu z kratki V_0 , m/s
- poziom dźwięku L_A w dB(A) odpowiadający pomieszczeniom o chłonności akustycznej 10 m^2 (sabin)
- całkowity poziom mocy akustycznej L_{wot} w dB
- spadek ciśnienia całkowitego p_t w Pa i mm H_2O przepływ powietrza q w l/s i m^3/h

Charakterystyki niektórych produktów mogą zawierać inne parametry.

Spadek ciśnienia p

Na charakterystykach większości nawiewników podany jest spadek ciśnienia całkowitego (p_t), jednak w niektórych przypadkach podany jest spadek ciśnienia statycznego (p_s). Dlatego przy doborze nawiewników należy zwrócić uwagę, która z wielkości jest podana.

Całkowity spadek ciśnienia (p_t) jest zdefiniowany jako suma spadku ciśnienia statycznego (p_s) i ciśnienia dynamicznego (p_d).

Nawiewnik: $p_t = p_s + p_d$

Wywiewnik: $p_t = (-p_s) + p_d$

W przypadku nawiewnika spadek ciśnienia statycznego ma wartość dodatnią, a w przypadku wywiewnika wartość ujemną.

Spadek ciśnienia dynamicznego oblicza się z zależności:

$$p_d = \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad \text{Pa}$$

gdzie: v = prędkość powietrza, m/s
 ρ = gęstość powietrza, kg/m^3

W warunkach normalnych ($t = 20^\circ\text{C}$, $p_{\text{atm}} = 1013 \text{ mbar}$, $\rho = 1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$) wzór przyjmuje postać:

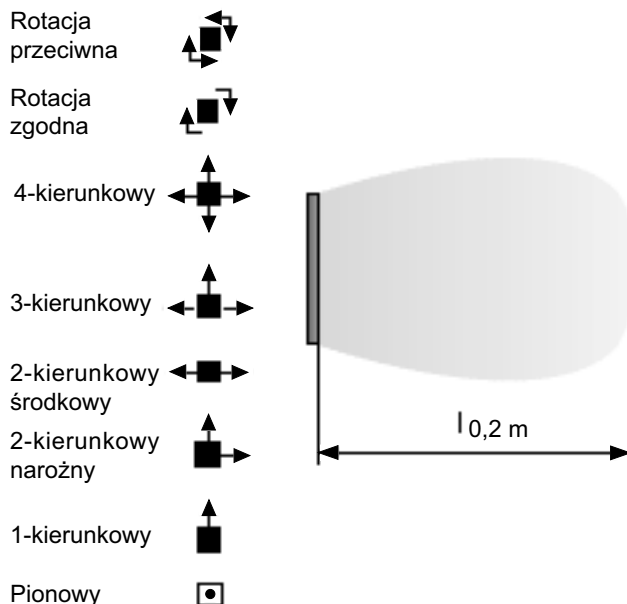
$$p_d = 0,6 \cdot v^2 \quad \text{Pa}$$

Zasięg strumienia i strefa oddziaływania

Zasięg $L_{0,2}$

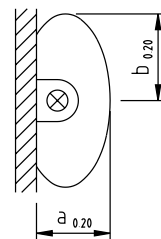
Następujące figury są używane przy opisie wykresów dotyczących wentylacji mieszającej, by zilustrować rozptyły strumienia powietrza.

Pozostałe wykresy opisywane są tekstem.



Strefa oddziaływania $a_{0,20}$ i $b_{0,20}$

Przedstawiana jest na wykresach nawiewników wyporowych w celu pokazania strefy rozptyłu powietrza.



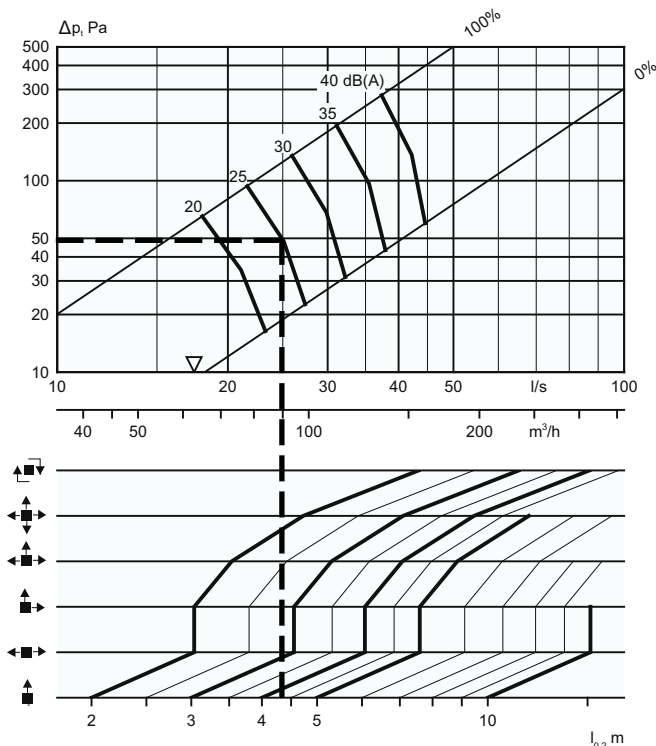
WYMIARY I CIĘŻAR

Zestawienie najważniejszych wymiarów i ciężaru produktu.

Opis produktów

PRZYKŁADY CHARAKTERYSTYK

EAGLE C 125-400 + ALSc 100-125

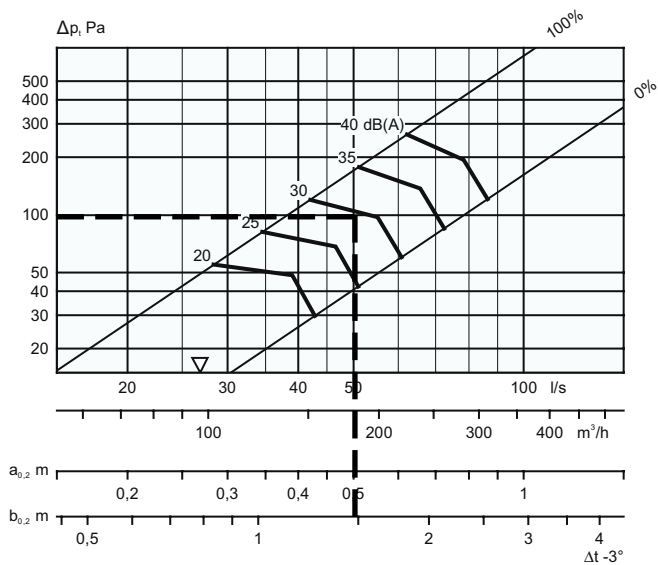


Przykład: EAGLE C 125-400 + ALSc 100-125

90 m^3/h (25 l/s) przy 25 dB(A) daje 50 Pa i zasięg strumienia powietrza 1,5 m $L_{0,2}$ przy rotacji powietrza zgodnej.

- 1,8 m przy wypływie 4-kierunkowym
- 2,4 m przy wypływie 3-kierunkowym
- 2,8 m przy wypływie 2-kierunkowym
- 4,3 m przy wypływie 1-kierunkowym

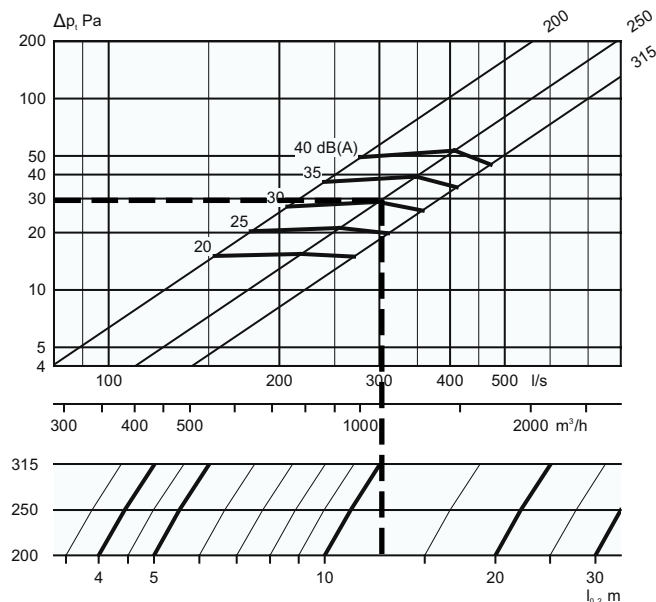
DHCe 125 + REG



Przykład: DHCe

180 m^3/h (50 l/s) przy 30 dB(A) daje 100 Pa oraz strefa oddziaływania 0,5 m $a_{0,2}$ i 1,4 m $b_{0,2}$

CKPa



Przykład: CKPa

Dla wielkości 250 i przepływu powietrza 1080 m^3/h (300 l/s) oraz przy 30 dB(A) otrzymujemy 30 Pa i zasięg strumienia powietrza 11 m $L_{0,2}$

Swegon gwarantuje w 100% prawidłowość wszystkich danych zawartych w katalogu nawiewników.

